

**D. DRAGU**  
**GH. BĂDESCU**  
**C. MILITARU**

**A. STURZU**  
**I. POPESCU**

# **TOLERANȚE ȘI MĂSURĂTORI TEHNICE**

**EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ**  
**BUCUREȘTI, 1982**





MINISTERUL  
EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI

DUMITRU DRAGU

GHEORGHE BĂDESCU  
CONSTANTIN MILITARU

AUREL STURZU  
IOAN POPESCU

---

# **TOLERANȚE ȘI MĂSURĂTORI TEHNICE**

---

EDIȚIA A II-A



## Prefață

În industrie, controlul producției, prin numeroasele lui metode tehnice și forme organizatorice, constituie unica activitate care face cunoscută calitatea produselor și care, în strînsă legătură cu cercetarea, proiectarea și tehnologia de execuție, contribuie, în mare măsură, la dezvoltarea tuturor ramurilor economiei naționale. Aceste trăsături sînt cu atît mai importante, cu cît industria constructoare de mașini trebuie să realizeze mijloace de producție de cea mai bună calitate și la cel mai înalt nivel tehnic.

În condițiile dezvoltării impetuoase a forțelor de producție în țara noastră pe baza progresului științei și tehnicii contemporane, construcțiilor de mașini li se acordă o atenție deosebită; în documentele celui de-al XII-lea Congres al Partidului Comunist Român se menționează: „Construcția de mașini va continua să fie ramura cu cea mai dinamică dezvoltare, crescînd într-un ritm de aproape 12 la sută anual“.

Complexitatea din ce în ce mai mare a produselor și dezvoltarea rapidă a tehnicilor de producție, cu care controlul este legat organic, impun însușirea și cunoașterea temeinică atît a metodelor și procedeele tehnologice de execuție a produselor, cît și a metodelor, procedeele și mijloacelor de control corespunzătoare. Ca o condiție obligatorie, lucrătorii din unitățile industriale trebuie să posede cunoștințe vaste și profunde despre tot ceea ce privește controlul calității produselor.

Manualul de „Toleranțe și măsurători tehnice“ prezintă, într-un mod sistematizat și într-o formă accesibilă, noțiunile legate de multiplele aspecte și probleme ale calității produselor industriale (în special din construcția de mașini), precum și metodele și mijloacele de control utilizate pe scară largă în prezent. La tratarea noțiunilor, metodelor și mijloacelor menționate s-a ținut seama de specificul și caracterul diferit al diferitelor sisteme de producție, ca și de specificul produselor supuse controlului.



Primele patru capitole conțin noțiuni de bază cu privire la precizia și calitatea pieselor și a produselor și cu privire la operațiile de măsurare, control și verificare.

În capitolele 5—12 sînt tratate sistemele de toleranțe și ajustaje, ca și metodele și mijloacele de control (universale și speciale) pentru diferite tipuri de asamblări (cu piese lise, conice, filetate, angrenaje cu roți dințate etc.).

Capitolul 13 cuprinde noțiunile legate de foarte importanta problemă a lanțurilor de dimensiuni.

Capitolul 14 este consacrat metodelor moderne de control bazate pe statistica matematică, iar în capitolul 15 sînt prezentate diferite mijloace de control de înaltă productivitate și automatizarea controlului în producție.

Ultimul capitol, al 16-lea, se referă la organizarea controlului tehnic în producție.

Manualul se adresează, în primul rînd, studenților de la cursurile de zi și secole din facultățile și secțiile de specialitate cu profil mecanic din institutele și universitățile de învățămînt tehnic superior, dar poate fi util și lucrătorilor specialiști (maiștri, subingineri și ingineri) din industrie.

AUTORII



## CUPRINS

Prefață .....	3
Introducere .....	9
1. Precizia prelucrării și a asamblării pieselor în construcțiile de mașini .....	13
1.1. Considerații generale .....	13
1.2. Precizia dimensiunilor .....	14
1.2.1. Dimensiuni, abateri, toleranțe .....	14
1.2.2. Asamblarea alezajelor cu arborii. Ajustaje .....	19
1.3. Precizia formei geometrice a suprafețelor .....	27
1.4. Precizia poziției suprafețelor .....	31
1.5. Rugozitatea suprafețelor .....	38
1.6. Ondulația suprafețelor .....	44
1.7. Influența comună a diferiților factori de precizie asupra funcționării pieselor și organelor de mașini .....	45
2. Interschimbabilitatea în construcțiile de mașini .....	47
2.1. Considerații generale .....	47
2.2. Interschimbabilitatea în producție .....	48
2.3. Interschimbabilitatea în exploatare .....	48
3. Noțiuni de bază în legătură cu măsurările tehnice .....	50
3.1. Măsurare, control, verificare. Importanța controlului tehnic în producție .....	50
3.2. Unități de măsură și mijloace de măsurare .....	51
3.3. Metode de măsurare .....	52
3.4. Indici metrologici principali ai mijloacelor de măsurare .....	53
3.5. Erori de măsurare, clasificare, cauze .....	57
4. Studiul erorilor de prelucrare și de măsurare prin metode statistice .....	63
4.1. Noțiuni generale din teoria probabilităților și statistica matematică .....	63
4.2. Legi de distribuție .....	73
4.3. Studiul erorilor de măsurare pe cale statistică .....	81
4.3.1. Studiul erorilor de măsurare întâmplătoare .....	81
4.3.2. Descoperirea și eliminarea erorilor grosolane .....	87
4.3.3. Eroarea limită totală a metodei de măsurare .....	88
4.4. Studiul erorilor de prelucrare pe cale statistică .....	89
4.4.1. Clasificarea erorilor de prelucrare .....	89
4.4.2. Studiul erorilor de prelucrare prin metoda statisticii empirice .....	90
4.4.3. Studiul erorilor de prelucrare cu ajutorul statisticii matematice .....	94
4.4.4. Distribuții afectate de erori sistematice .....	97
4.5. Distribuția jocurilor și stringerilor efective .....	99
5. Mijloace universale pentru măsurarea dimensiunilor liniare și unghiulare .....	103
5.1. Clasificarea mijloacelor universale de măsurare .....	103



5.2. Caracteristicile constructive și metrologice ale mijloacelor universale de măsurare	104
5.2.1. Cale plan-paralele și calibre de interstiii	104
5.2.2. Măsurii simple cu repere	108
5.2.3. Instrumente de măsurare cu scară gradată și vernieră	110
5.2.4. Aparate micrometrice	115
5.2.5. Aparate comparatoare mecanice	120
5.2.5.1. Aparate comparatoare mecanice cu pîrghie simplă	120
5.2.5.2. Aparate comparatoare mecanice cu cremalieră și roți dințate	122
5.2.5.3. Aparate comparatoare mecanice cu pîrghie și roți dințate sau sector dințat	126
5.2.5.4. Aparate comparatoare mecanice cu pîrghie și șurub elicoidal	129
5.2.5.5. Aparate comparatoare mecanice cu arc	130
5.2.6. Aparate comparatoare optico-mecanice	132
5.2.7. Aparate comparatoare pneumatice	138
5.2.8. Aparate comparatoare electromecanice, electrice, electronice și cu radiații radioactive	143
5.2.9. Proiectoare de profile	148
5.2.10. Microscoape pentru măsurarea lungimilor și unghiurilor	149
5.2.11. Aparate și mașini optico-mecanice pentru măsurări absolute	153
5.2.12. Metode și mijloace pentru măsurarea unghiurilor și conicităților	161
5.2.13. Metode și mijloace pentru controlul abaterilor de la forma geometrică dată	173
5.2.14. Metode și mijloace pentru controlul abaterilor de la poziția reciprocă a suprafețelor	176
5.2.15. Metode și mijloace pentru controlul rugozității suprafețelor	183
5.3. Considerații în legătură cu alegerea rațională a metodelor și mijloacelor de măsurare	189
6. Toleranțele și ajustajele pieselor lise. Sisteme de toleranțe și ajustaje	191
6.1. Considerații generale	191
6.2. Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje	192
6.3. Sistemul STAS de toleranțe și ajustaje	205
6.4. Indicații cu privire la alegerea preciziei și a ajustajelor	215
6.4.1. Ajustaje cu joc	215
6.4.2. Ajustaje intermediare	217
6.4.3. Ajustaje cu strîngere	218
6.4.4. Metodica alegerii preciziei și a ajustajelor	220
6.5. Toleranțele cotelor (dimensiunilor) fără indicații de toleranță	221
6.6. Toleranțele pieselor turnate, forjate liber și matrițate	222
7. Toleranțele rulmenților și ajustajele asamblărilor cu rulmenți	223
7.1. Jocurile în rulmenți	224
7.2. Precizia rulmenților	225
7.3. Ajustajele asamblărilor rulment-arbore și rulment-carcasă	226
8. Controlul dimensiunilor și suprafețelor cu ajutorul calibrelor limitative	233
8.1. Clasificarea și principiul de lucru al calibrelor	233
8.2. Tipuri constructive de calibre	235
8.3. Sistemul ISO de toleranțe pentru calibre și contracalibre	237
8.4. Toleranțele calibrelor pentru controlul suprafețelor care formează ajustaje plane	243
8.5. Calibre pentru controlul distanței dintre axele alezajelor	244
8.6. Calibre pentru controlul distanței dintre axa unui alezaj și o suprafață plană	247
9. Toleranțele, ajustajele și controlul pieselor și asamblărilor conice netede	248



9.1. Elementele dimensionale principale ale pieselor și asamblărilor conice netede	248
9.2. Precizia asamblărilor conice și toleranțele unghiurilor și conicităților	250
9.3. Mijloace speciale pentru controlul pieselor conice și al unghiurilor	258
10. Toleranțele, ajustajele și controlul pieselor și asamblărilor filetate	261
10.1. Elementele dimensionale ale filetelor	261
10.2. Relații între abaterile diametrului mediu, pasului și unghiului flancurilor	262
10.3. Toleranțele și ajustajele filetelor metrice ISO de fixare	265
10.4. Toleranțele și ajustajele filetelor metrice cu stringere pe diametrul mediu	268
10.5. Toleranțele și ajustajele filetelor metrice ISO miniaturale de uz general	270
10.6. Toleranțele și ajustajele filetelor trapezoidale	270
10.7. Toleranțele și ajustajele filetelor ferăstrău	273
10.8. Toleranțele și ajustajele filetelor pentru țevi	275
10.9. Toleranțele și ajustajele filetelor pătrate	277
10.10. Toleranțele și ajustajele filetelor rotunde	278
10.11. Toleranțele și ajustajele filetelor metrice ISO pentru produse din mase plastice	280
10.12. Toleranțele și ajustajele filetelor conice	282
10.13. Mijloacele pentru măsurarea și controlul pieselor filetate	284
11. Toleranțele, ajustajele și controlul roților și angrenajelor cu roți dințate	291
11.1. Clasificarea angrenajelor cu roți dințate	291
11.2. Toleranțele roților și angrenajelor cu roți dințate cilindrice	292
11.3. Toleranțele roților dințate conice și angrenajelor cu roți conice	303
11.4. Toleranțele angrenajelor melcate	314
11.5. Toleranțele angrenajelor cu cremalieră	325
11.6. Mijloace pentru controlul roților și angrenajelor cu roți dințate	331
12. Toleranțele ajustajele și controlul asamblărilor cu pene și caneluri	345
12.1. Toleranțele și ajustajele asamblărilor cu pene	345
12.2. Toleranțele și ajustajele asamblărilor cu caneluri	347
12.2.1 Caneluri dreptunghiulare	347
12.2.2. Caneluri în evolută	350
12.2.3. Caneluri de formă triunghiulară	353
12.3. Controlul pieselor și asamblărilor cu pene	354
12.4. Controlul canelurilor și asamblărilor cu caneluri	355
13. Lanțuri de dimensiuni	358
13.1. Noțiuni generale și clasificarea lanțurilor de dimensiuni	358
13.2. Rezolvarea problemei directe a lanțurilor de dimensiuni liniare paralele	362
13.2.1. Metoda de maxim și minim	362
13.2.2. Metoda algebrică	365
13.2.3. Metoda probabilistică	366
13.3. Rezolvarea problemei directe a lanțurilor de dimensiuni liniare neparalele	375
13.4. Rezolvarea problemei directe a lanțurilor de dimensiuni unghiulare	376
13.5. Rezolvarea problemei inverse a lanțurilor de dimensiuni	378
13.5.1. Metoda toleranței medii	378
13.5.2. Metoda determinării preciziei lanțului	380
13.5.3. Metoda sortării pe grupe de dimensiuni	381
13.5.4. Metoda reglării	386
13.5.5. Metoda ajustării	387
14. Metode de control bazate pe statistica matematică	388
14.1. Funcțiile, importanța și avantajele aplicării metodelor de control statistic	388
14.2. Definiții și noțiuni de bază	389
14.3. Metode de control statistic	396



14.3.1. Noțiuni generale privind controlul statistic pe bază de măsurare .....	391
14.3.2. Controlul statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru mediană și amplitudine .....	391
14.3.3. Controlul statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru medie și amplitudine .....	402
14.3.4. Controlul statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru medie și abatere medie pătratică .....	406
14.4. Mijloace de măsurare utilizate în controlul statistic .....	410
15. Mijloace de control de înaltă productivitate și automatizarea controlului la producție .....	414
15.1. Importanța și căile de mărire a productivității controlului .....	414
15.2. Mijloace de măsurare și control de înaltă productivitate .....	415
16. Organizarea controlului tehnic în industria construcțiilor de mașini .....	423
16.1. Generalități .....	423
16.2. Forme organizatorice ale controlului tehnic .....	424
<b>BIBLIOGRAFIE</b> .....	426



## INTRODUCERE

Orice proces de măsurare (control, verificare) ca, de exemplu, aprecierea aproximativă a proprietăților unui obiect, determinarea valorii efective a diametrului unei piese cilindrice etc., are ca scop, în ultimă instanță, compararea calitativă ori cantitativă a obiectului sau a valorii diametrului dat cu un alt obiect, respectiv cu o altă valoare a aceluiași diametru. Obiectul și valoarea în raport cu care se face comparația se numește *obiect de referință*, *model* sau *etalon*, respectiv *valoare de referință*.

Măsurarea, în accepțiunea mai largă sau mai limitată a acestei noțiuni, constituie o parte componentă, absolut necesară și obligatorie, nu numai a activității de producție, ci și a activității, particulare sau sociale, a oricărui individ. Ca urmare, rezultatele unei activități mai cuprinzătoare depind, într-o măsură însemnată, de felul cum s-au desfășurat și de rezultatele proceselor de măsurare componente.

În decursul istoriei omenirii, metodele și mijloacele de control s-au dezvoltat de la simplu la complex și, ca o consecință directă, unitățile de măsură și etaloanele s-au constituit în sisteme care, treptat, au evoluat pînă la rangul de sisteme naționale în cadrul unor state naționale unitare. Progresul științei și al tehnicii a dus la perfecționarea continuă a metodelor și mijloacelor de măsurare existente și la elaborarea și realizarea unor metode și mijloace noi. La rîndul lor, metodele și mijloacele de măsurare utilizate au contribuit, efectiv și în mod hotărîtor, la progresul științei și al tehnicii.

Dar, încă în perioada de dezvoltare a capitalismului, vechile unități de măsură și etaloane, atît de diferite și variate ca valori, au început să constituie o frînă în cadrul schimburilor comerciale și de informații tehnice și să creeze dificultăți din ce în ce mai mari în cercetarea științifică. A devenit, astfel, necesară elaborarea unui sistem internațional unic de măsuri și unități de măsură, care să înlăture sau să diminueze dezavantajele diferitelor sisteme naționale.

În aceste condiții, în timpul revoluției burghezo-democrate din Franța a apărut *sistemul metric*, care, într-un timp relativ scurt, și-a dovedit nenumăratele calități în comparație cu toate sistemele naționale existente și a fost adoptat, treptat, în numeroase țări.

Comisia, formată în Franța în anul 1870 pe baza unui decret al Adunării Naționale, a hotărît să adopte ca unitate fundamentală de lungime  $1/10\,000\,000$  parte din sfertul meridianului pămîntesc ce trece prin Paris, căreia i s-a dat numele de *metru*. În același timp, au fost adoptate și alte unități de măsură fundamen-



tale. Baza stabilirii multiplilor și submultiplilor unităților fundamentale în sistemul metric o formează (cu unele excepții) sistemul zecimal.

În anul 1875, țările care adoptaseră sistemul metric au semnat așa-numita „Convenție a metrului”, iar la Conferința Generală de Măsuri și Greutăți din anul 1889 s-au stabilit definitiv forma și dimensiunile prototipului internațional al metrului. Prin tragere la sorti, fiecărei țări care adoptase sistemul metric i-a fost repartizat un exemplar din copiile făcute după prototipul internațional. România a primit, în anul 1891, metrul etalon nr. 6 c. Atât prototipul internațional al metrului, cât și etaloanele (prototipurile) naționale au fost executate, în ultimă instanță, ca bare dintr-un aliaj de platină (90%) cu iridiu (10%) și cu secțiunea în formă de X (fig. 0). Această secțiune se înscrie într-un pătrat cu latura de 20 mm, iar lungimea barei este de 1020 mm.

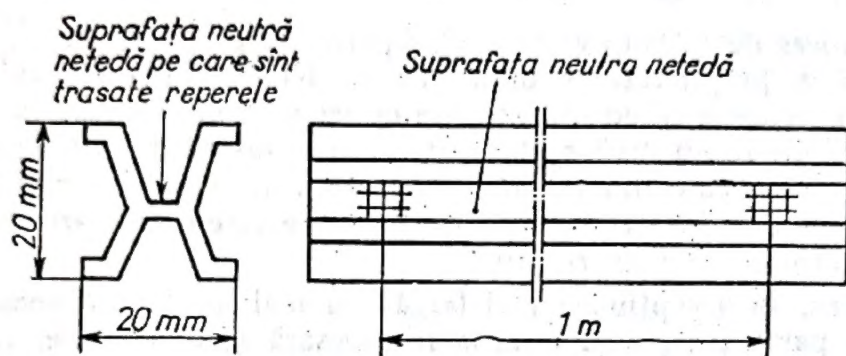


Fig. 0. Prototipul internațional al metrului.

La *prototipul internațional*, pe suprafața neutră netedă, la ambele capete ale barei, sînt trasate cîte trei repere transversale, distanța dintre reperele mijlocii fiind de 1 m. Distanța dintre două repere consecutive ale aceluiași grup este de 0,5 mm. Pentru determinarea axei prototipului internațional, la fiecare grup de trei repere transversale sînt trasate, în plus, cîte două repere longitudinale cu distanța, unul față de altul, de 0,2 mm.

La metrul etalon *prototip național* reperele sînt trasate altfel: la un capăt două repere longitudinale și unul transversal, la celălalt capăt două repere transversale și două longitudinale, iar la distanța de 500 mm de primul capăt un reper transversal auxiliar. Primul reper transversal de la cel de-al doilea capăt indică (împreună cu reperul transversal de la primul capăt) distanța de 1 m la 0 °C, iar al doilea reper transversal indică aceeași distanță la 20 °C.

În țara noastră, sistemul metric a fost adoptat, în mod facultativ, în anul 1864, urmînd a deveni obligatoriu în anul 1866. Dar de-abia în anul 1883 s-a hotărît generalizarea sistemului metric începînd cu 1 iulie 1884.

Tendința și necesitatea de a stabili unitatea fundamentală de lungime cu o precizie mai înaltă și perfecționarea metodelor interferometrice au dus la alegerea (în anul 1927), ca etalon natural de lungime, a lungimii de undă a liniei roșii de cadmiu ( $\lambda_R = 0,64385033 \mu\text{m}$ ). Pe baza cercetărilor ulterioare, legate de descoperirile în domeniul fizicii atomice, s-a adoptat *radiația etalon fundamental de lungime*\*, care este radiația luminoasă de culoare portocalie, emisă la tranziția între nivelele energetice  $2p_{10}$  și  $5d_5$  ale atomului de kripton

\* În sistemul internațional actual de unități de măsură (SI) ea este una din cele șapte unități fundamentale.



86. Valoarea lungimii de undă în vid a radiației etalon fundamental de lungime s-a stabilit ca fiind :

$$\lambda_{\text{vid}} = 6\,057,8021 \cdot 10^{-10} \text{ m} = 0,60578021 \text{ }\mu\text{m}.$$

Principalul avantaj al adoptării acestui etalon constă în faptul că unitatea fundamentală de lungime poate fi reprodusă în laborator și apoi transmisă (prin verificări, materializări etc.) la celelalte etaloane și mijloace de măsurare, fără a se mai recurge la verificarea în raport cu prototipul internațional sau cu prototipul național al metrului.





# 1

## PRECIZIA PRELUCRĂRII ȘI A ASAMBLĂRII PIESELOR ÎN CONSTRUCȚIILE DE MAȘINI

### 1.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Calitatea integrală a pieselor și a produselor finite în construcțiile de mașini este determinată de valorile reale ale unei serii de mărimi sau parametri chimici, fizici, mecanici și geometrici.

O piesă sau un organ de mașină este, în general, un corp geometric executat dintr-un material cu anumite caracteristici sau proprietăți chimice și fizico-mecanice și are o anumită formă, care depinde de felul suprafețelor ce o compun (plane, cilindrice, conice, sferice etc.), de dimensiunile și poziția reciprocă a acestor suprafețe, de distanțele dintre suprafețe și de gradul de netezime (rugozitatea) al fiecărei suprafețe. Piesa ca atare, cu toate caracteristicile sau proprietățile sale (ale căror valori se stabilesc în procesul de proiectare), se realizează, practic, în procesul de prelucrare, trebuind, în ultimă instanță, să corespundă unui anumit rol funcțional. Printr-un proces specific de asamblare, din mai multe piese finite se obține produsul finit: mașină, aparat, instalație etc.

Datorită influenței variabile a unui mare număr de factori obiectivi și subiectivi (cei mai mulți fiind legați de imperfecțiunile mijloacelor de lucru și de control), piesele și produsele finite de același fel se deosebesc unele de altele și respectiv de piesa sau produsul teoretic. Deosebiri apar și din punctul de vedere al compoziției chimice, și din punctul de vedere al caracteristicilor fizico-mecanice etc. În modul acesta, apare noțiune de *precizie a prelucrării* sau *precizie a asamblării*, prin care se înțelege gradul de apropiere al piesei sau produsului realizat față de piesa sau produsul de referință prescris (impus). Pentru diferite condiții funcționale mai severe sau mai puțin severe, acest grad de apropiere respectiv precizia prelucrării piesei sau a asamblării produsului trebuie să fie mai mare sau mai mică.

Prin urmare, din punct de vedere geometric, precizia prelucrării pieselor și precizia asamblării produselor trebuie tratate sub următoarele aspecte: precizia dimensiunilor (liniare și unghiulare), precizia formei geometrice a suprafețelor, precizia poziției reciproce a suprafețelor și rugozitatea suprafețelor (libere sau de contact).



## 1.2. PRECIZIA DIMENSIUNILOR

### 1.2.1. DIMENSIUNI, ABATERI, TOLERANȚE

Dimensiunea liniară sau unghiulară este caracteristica geometrică care determină fie mărimea unei piese, fie poziția unei suprafețe față de alta, fie poziția unei piese față de alta într-un ansamblu de mai multe piese (de exemplu, diametrul bilelor de rulmenți, lungimea unui bolt, grosimea unei bucse, unghiul dintre generatoarele diametral opuse ale unei suprafețe conice, distanța dintre segmenții de piston etc.).

Din considerente funcționale și tehnologice, dimensiunea este reprezentată prin următoarele valori caracteristice :

— *valoarea nominală*, care este prima valoare luată de dimensiune și care apare la proiectare, ea rezultând din calcul sau constructiv (ca o valoare absolută, întreagă sau cu zecimale, luată ca atare sau rotunjită, mărită sau micșorată). Ea este valoarea de referință în caracterizarea și determinarea tuturor celorlalte valori și, în diferite calcule, se notează, de obicei, cu litera  $N$  ;

— *valoarea efectivă*, notată cu litera  $E$ , care se obține prin prelucrarea ori asamblarea pieselor și care, de cele mai multe ori, devine cunoscută prin măsurare. În cazul unui lot sau serii de piese de același fel, diferitele valori efective ale aceleiași dimensiuni (sau parametru, în general) nu sînt egale între ele decît dacă diferența dintre ele este mai mică decît precizia de măsurare a instrumentelor sau aparatelor folosite, ceea ce, practic, se întîmplă foarte rar. Rezultă, prin urmare, că, dacă valoarea nominală este una singură, valoarea efectivă este, în mod obiectiv, variabilă, datorită imperfecțiunii mijloacelor și metodelor de prelucrare și măsurare. Mai rezultă, în plus, că valoarea efectivă nu trebuie să fie, neapărat, și nici nu poate fi, decît întîmplător, egală cu valoarea nominală.

— *valoarea limită maximă* (notată, în general, cu  $L_{max}$ ) și *valoarea limită minimă* (notată, în general, cu  $L_{min}$ ), numite și *valoarea maximă prescrisă* respectiv *valoarea minimă prescrisă*, între care trebuie să fie cuprinse valorile efective. Cînd valorile efective ale dimensiunii sînt mai mari decît valoarea maximă prescrisă sau mai mici decît valoarea minimă prescrisă, piesele nu-și pot îndeplini rolul funcțional și sînt considerate rebut. Cele arătate pot fi ilustrate prin relația :

$$L_{min} \leq E \leq L_{max}. \quad (1.1)$$

De reținut că valorile limită maximă și limită minimă sînt prescrise, ca și valoarea nominală, de către cei care proiectează piesele și produsele finite.

*Observație.* În mod obișnuit, valorile : nominală, efectivă, limită maximă și limită minimă ale dimensiunii se numesc, mai pe scurt, dimensiunea nominală, dimensiunea efectivă, dimensiunea maximă și respectiv dimensiunea minimă.

Din anumite motive, uneori se operează cu o noțiune numită *abatere* (notată cu litera  $A$ ), care, în general, este diferența dintre o valoare oarecare și valoarea de referință ale aceleiași dimensiuni. În particular, se întîlnesc următoarele abateri :

— *abaterea efectivă* ( $A_{ef}$ ), care este diferența dintre valoarea efectivă a dimensiunii și valoarea nominală :

$$A_{ef} = E - N. \quad (1.2)$$



Intrucit valoarea efectivă poate fi mai mare, egală sau mai mică decit valoarea nominală, din relația (1.2) rezultă că abaterea efectivă poate fi pozitivă, zero sau negativă.

— *abaterea limită superioară* sau, mai scurt, *abaterea superioară* ( $A_s$ ), egală cu diferența dintre valoarea maximă prescrisă și valoarea nominală ale aceleiași dimensiuni :

$$A_s = L_{max} - N. \quad (1.3)$$

— *abaterea limită inferioară* sau, mai scurt, *abaterea inferioară*, egală cu diferența dintre valoarea minimă prescrisă a dimensiunii și valoarea nominală a ei :

$$A_i = L_{min} - N. \quad (1.4)$$

Ca și abaterea efectivă, abaterile limită pot fi : pozitive, zero sau negative, după cum valorile limită ale dimensiunii sînt mai mari, egale sau mai mici decit valoarea nominală.

Ca și între diferitele valori ale dimensiunii, între abaterile efectivă, superioară și inferioară există relația :

$$A_i \leq A_{ef} \leq A_s. \quad (1.5)$$

Din relațiile (1.3) și (1.4) rezultă :

$$L_{max} = N + A_s, \quad (1.6)$$

$$L_{min} = N + A_i. \quad (1.7)$$

Valorile limită prescrise ale dimensiunii sau abaterile limită prescrise determină un interval de variație prescris al valorilor efective ale dimensiunii, respectiv ale abaterilor. Acest interval de variație se numește *toleranță* și se calculează astfel :

$$T = L_{max} - L_{min}. \quad (1.8)$$

Dacă, în această relație,  $L_{max}$  și  $L_{min}$  se înlocuiesc cu expresiile din relațiile (1.6) și (1.7), se obține :

$$T = L_{max} - L_{min} = (N + A_s) - (N + A_i) = A_s - A_i. \quad (1.9)$$

Calculată cu ajutorul relației (1.8) sau (1.9), toleranța este întotdeauna pozitivă ( $L_{max} > L_{min}$ ).

Pentru o înțelegere mai ușoară, noțiunile legate de precizia dimensiunilor vor fi tratate cu referire la suprafețele cilindrice, acestea fiind, în general, cele mai importante și cele mai fecvent întilnite suprafețe de asamblare.

În asamblările cu suprafețe cilindrice, suprafața cuprinzătoare se numește, generic, *alezaj*, iar suprafața cuprinsă se numește *arbore*. De exemplu, în asamblările cilindru-piston, lagăr-fus etc., suprafața cilindrului sau a lagărului este alezajul, iar suprafața pistonului sau a fusului este arborele.

Dimensiunea caracteristică a suprafețelor cilindrice (alezaj și arbore) este *diametrul*. În calculele care urmează, pentru alezaj se vor folosi notații și simboluri cu litere mari, iar pentru arbori cu litere mici. Pentru toate alezajele și toți arborii diametrul nominal se notează cu litera  $N$ . Alezajele și arborii, care se assemblează împreună, au același diametru nominal. Diametrele : efectiv,



limită maxim și limită minim și abaterile superioară și inferioară se notează cu :  $D_{ef}$ ,  $D_{max}$ ,  $D_{min}$ ,  $A_s$  și  $A_i$  pentru alezaje cu :  $d_{ef}$ ,  $d_{max}$ ,  $d_{min}$ ,  $a_s$  și, respectiv,  $a_i$  pentru arbori.

Pe baza relațiilor de mai înainte se poate scrie :

— toleranța la diametrul alezajului

$$T_D = D_{max} - D_{min} = A_s - A_i ; \quad (1.10)$$

— toleranța la diametrul arborelui

$$T_d = d_{max} - d_{min} = a_s - a_i . \quad (1.11)$$

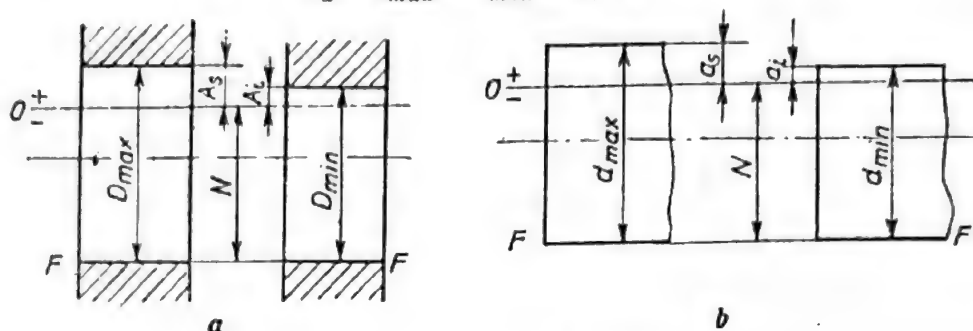


Fig. 1.1. Diametre și abateri :

a — pentru alezaje; b — pentru arbori.

Diametrele și abaterile pot fi reprezentate grafic convențional ca în figura 1.1, a (pentru alezaje) și figura 1.1, b (pentru arbori). După cum se vede, toate alezajele sînt reprezentate de numai două alezaje limită : unul cu  $D = D_{max}$  și altul cu  $D = D_{min}$  (fig. 1.1, a), iar toți arborii sînt reprezentați numai prin doi arbori limită : unul cu  $d = d_{max}$  și al doilea cu  $d = d_{min}$  (fig. 1.1, b). Linia  $FF'$  este generatoarea comună pentru toate piesele de același fel și pentru toate diametrele. Generatoarea respectiv linia  $O$  (linia zero) determină, împreună cu generatoarea  $FF'$ , diametrul nominal  $N$  și este, în același timp, linia de referință pentru abateri. Abaterile se măsoară de la această linie : deasupra ei dacă sînt pozitive și dedesubtul ei dacă sînt negative, conform relațiilor (1.3) și (1.4).

Reprezentarea grafică de mai înainte poate fi simplificată în felul următor : fiecare grup de alezaje și de arbori este reprezentat printr-un singur alezaj, respectiv printr-un singur arbore cu generatoarea  $FF'$  și cu generatoarele supe-

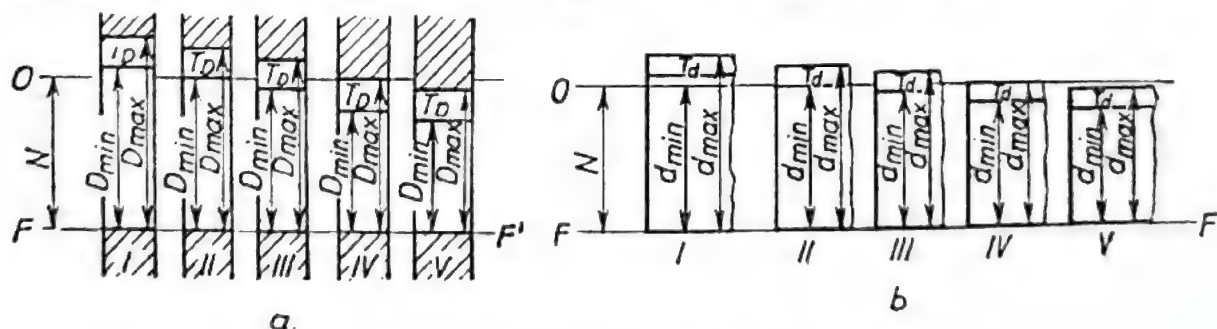


Fig. 1.2. Reprezentarea convențională a toleranțelor :

a — pentru alezaje; b — pentru arbori.

rioare limită, astfel că, pe desen, pot fi date amîndouă diametrele limită (figura 1.2, a, b). Totodată, pe desen apare și zona dintre cele două generatoare superioare limită, care nu este altceva decît toleranța sau, cum se mai numește în cazul acestei reprezentări grafice, *cîmpul de toleranță*. În figura 1.2



sint reprezentate diferite situații în ce privește valorile diametrelor limită în raport cu valoarea diametrului nominal. În funcție de acest raport, abaterile pot fi amândouă pozitive (fig. 1.2, a, b, poz. I), una pozitivă și cealaltă zero (fig. 1.2, a, b, poz. II), una pozitivă și cealaltă negativă (fig. 1.2, a, b, poz. III), una zero și cealaltă negativă (fig. 1.2, a, b, poz. IV) și amândouă negative (fig. 1.2, a, b, poz. V).

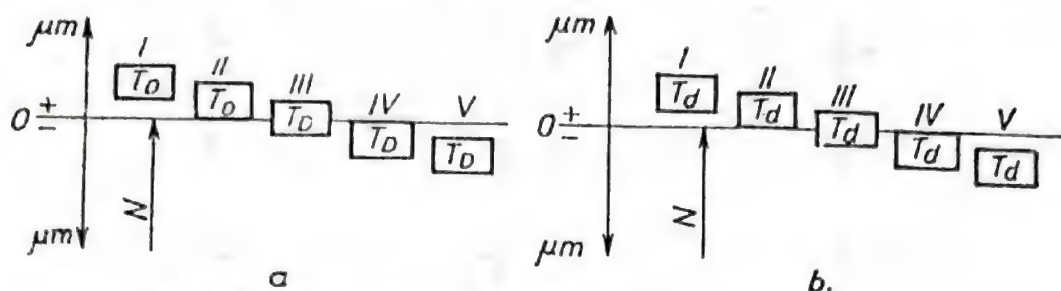


Fig. 1.3. Reprezentarea grafică simplificată a toleranțelor :  
a — pentru alezaje; b — pentru arbori.

În operațiile de rutină cu toleranțe, se folosește, de obicei, o reprezentare grafică simplificată în și mai mare măsură, eliminându-se conturul piesei și menținându-se numai linia zero (linia diametrului nominal) și liniile corespunzătoare celor două abateri limită (sau celor două diametre limită) ale căror poziții sunt determinate față de linia zero (fig. 1.3, a, b). Cu cele două linii ale abaterilor (diametrelor) limită se formează un dreptunghi, a cărui înălțime este egală cu toleranța la diametru. Laturile verticale, lungimea și poziția dreptunghiului spre dreapta sau spre stânga nu au nici o semnificație. În felul acesta, cîmpul de toleranță, care are valori foarte mici în raport cu diametrele și care se măsoară în  $\mu\text{m}$ , poate fi desenat la o scară convenabilă.

De reținut că un alezaj sau un arbore prelucrat, cu diametrul efectiv egal cu diametrul nominal, poate fi considerat bun numai cînd este îndeplinită condiția:  $D_{\min} \leq N \leq D_{\max}$ , respectiv  $d_{\min} \leq N \leq d_{\max}$  (fig. 1.2, a, b și 1.3, a, b, poz. II—IV).

Pe desenele de execuție ale pieselor, diametrele și abaterile se prescriu sub forma generală  $N_{A_i}^A$ , respectiv  $N_{a_i}^a$ , adică pe linia de cotă se scrie valoarea diametrului nominal (precedată, dacă este cazul, de semnul convențional  $\varnothing$ ), iar la dreapta acestei valori, se trec (cu cifre avînd înălțimea de 0,5—0,6 din înălțimea cifrelor diametrului nominal) valorile și semnele abaterii superioare (dreapta sus) și abaterii inferioare (dreapta jos sau în rînd cu diametrul nominal). Abaterile egale cu zero se înscriu, de asemenea, pe desen, iar dacă cele două abateri limită sînt egale între ele în valoare absolută (dar au semne contrarii), după valoarea diametrului nominal se trec semnele  $\pm$ , urmate de valoarea abaterilor limită scrisă o singură dată și cu aceeași mărime ca a diametrului nominal.

**Exemplul 1.1.** Pe desenul de execuție al unui cep, care urmează să fie presat în placa de bază a unui dispozitiv, s-a prescrip (fig. 1.4, a):

$$\varnothing 40_{+0,026}^{+0,042} \text{ mm.}$$

Diametrele limită prescrise sînt :

$$d_{\max} = N + a_s = 40 + (+0,042) = 40,042 \text{ mm,}$$

$$d_{\min} = N + a_i = 40 + (+0,026) = 40,026 \text{ mm.}$$



Toleranța prescrisă este :

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 40,042 - 40,026 = 0,016 \text{ mm}$$

sau

$$T_d = a_s - a_i = 0,042 - (+0,026) = 0,016 \text{ mm.}$$

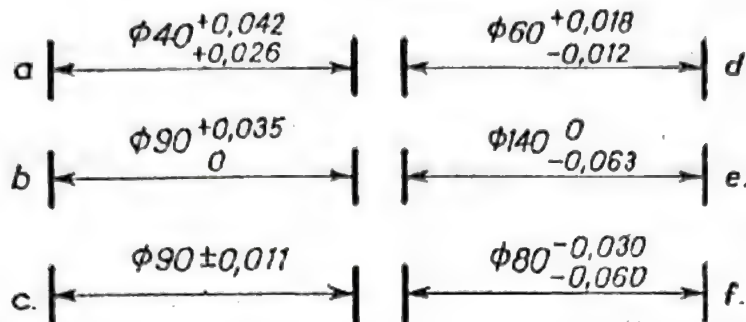


Fig. 1.4. Inscrierea toleranțelor pe desenele de execuție.

**Exemplul 1.2.** La alezajul din butucul unei roți dințate  $N=90 \text{ mm}$ ,  $D_{min}=N=90 \text{ mm}$  și  $D_{max}=90,035 \text{ mm}$ . Abaterile limită vor fi :

$$A_s = D_{max} - N = 90,035 - 90 = +0,035 \text{ mm,}$$

$$A_i = D_{min} - N = 90 - 90 = 0.$$

Pe desenul de execuție se va prescrie :  $\varnothing 90^{+0,035}_0$  (fig. 1.4, b).

**Exemplul 1.3.** La treapta arborelui pe care se montează roata dințată din exemplul 1.2, diametrul nominal  $N=90 \text{ mm}$ , diametrul maxim prescris  $d_{max}=90,011 \text{ mm}$  și diametrul minim prescris  $d_{min}=89,989 \text{ mm}$ . Abaterile limită au următoarele valori :

$$a_s = d_{max} - N = 90,011 - 90 = +0,011 \text{ mm,}$$

$$a_i = d_{min} - N = 89,989 - 90 = -0,011 \text{ mm.}$$

Pe desenul de execuție se va prescrie :  $\varnothing 90 \pm 0,011 \text{ mm}$  (fig. 1.4, c).

**Exemplul 1.4.** Pe desenul de execuție al capătului unui arbore, pe care se montează o roată de curea, se prescrie :  $\varnothing 60^{+0,018}_{-0,012} \text{ mm}$  (fig. 1.4, d). Diametrele limită și toleranța au următoarele valori :

$$d_{max} = N + a_s = 60 + (+0,018) = 60,018 \text{ mm,}$$

$$d_{min} = N + a_i = 60 + (-0,012) = 59,988 \text{ mm,}$$

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 60,018 - 59,988 = a_s - a_i = 0,018 - (-0,012) = 0,030 \text{ mm.}$$

**Exemplul 1.5.** Dacă se impune :  $d_{max}=N=140 \text{ mm}$  și  $d_{min}=139,937 \text{ mm}$ , abaterile limită și toleranța vor fi :

$$a_s = d_{max} - N = 140 - 140 = 0$$

$$a_i = d_{min} - N = 139,937 - 140 = -0,063 \text{ mm,}$$

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 140 - 139,937 = a_s - a_i = 0 - (-0,063) = 0,063 \text{ mm.}$$

Pe desenul de execuție se va prescrie :  $\varnothing 140^{0}_{-0,063}$  (fig. 1.4, e).

**Exemplul 1.6.** Din considerente funcționale, diametrul efectiv al manetoanelor unor arbori cotiți (în locul de asamblare cu biela) trebuie să aibă valori cuprinse între  $d_{min}=79,94 \text{ mm}$  și  $d_{max}=79,97 \text{ mm}$ . Diametrul nominal  $N=80 \text{ mm}$ .



Abaterile limită, superioară și inferioară, vor fi :

$$a_s = d_{max} - N = 79,97 - 80 = -0,03 \text{ mm},$$

$$a_i = d_{min} - N = 79,94 - 80 = -0,06 \text{ mm},$$

iar toleranța prescrisă :

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 79,97 - 79,94 = 0,03 \text{ mm}$$

sau

$$T_d = a_s - a_i = -0,03 - (-0,06) = 0,03 \text{ mm}.$$

Pe desenul de execuție se va prescrie :  $\varnothing 80 \begin{smallmatrix} 0,03 \\ -0,06 \end{smallmatrix}$  (fig. 1.4, f).

## 1.2.2. ASAMBLAREA ALEZAJELOR CU ARBORII. AJUSTAJE

Piese alezaje și arbori (cilindrice sau necilindrice), importante din punct de vedere funcțional, sînt prelucrate în scopul asamblării lor una cu alta.

Luînd în considerare numai un alezaj și un arbore, asamblarea lor se face ușor sau greu, în funcție de valorile diametrelor efective ale celor două suprafețe. În cazul cînd diametrul efectiv al arborelui este mai mic decît diametrul efectiv al alezajului, arborele se introduce ușor în alezaj și, în acest caz, se consideră că se face o *asamblare cu joc* (fig. 1.5). Dacă diametrul efectiv al arborelui este mai mare decît diametrul efectiv al alezajului, arborele poate fi introdus în alezaj numai în urma aplicării unei forțe axiale și, în acest caz, se consideră că se face o *asamblare cu strîngere* (fig. 1.6). În primul caz, jocul efectiv

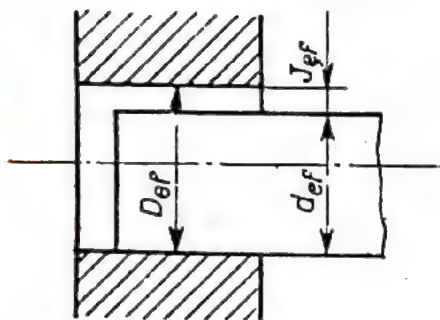


Fig. 1.5. Asamblare cu joc.

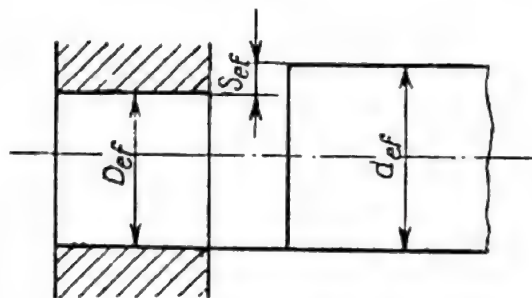


Fig. 1.6. Asamblare cu strîngere.

rezultat va fi egal cu diferența (pozitivă sau, cel puțin, egală cu zero) dintre diametrul efectiv al alezajului și diametrul efectiv al arborelui, respectiv :

$$J_{ef} = D_{ef} - d_{ef}. \quad (1.12)$$

În cel de-al doilea caz, strîngerea efectivă rezultată va fi egală (conform STAS 8100-68) cu diferența negativă dintre diametrul efectiv al alezajului și diametrul efectiv al arborelui înainte de asamblare. Dar, considerînd jocul și strîngerea ca mărimi (sau noțiuni) diferite (pentru o tratare a lor mai ușoară), se poate stabili, prin convenție, că strîngerea efectivă este diferența (pozitivă) dintre diametrul efectiv al arborelui și diametrul efectiv al alezajului, adică :

$$S_{ef} = d_{ef} - D_{ef}. \quad (1.13)$$

Relațiile (1.12) și (1.13) arată că, luată ca atare, strîngerea este un joc negativ, respectiv jocul este o strîngere negativă.

Dacă în relațiile (1.12) și (1.13) diametrele efective se înlocuiesc prin diametrul nominal și abaterile corespunzătoare, se obțin :

$$J_{ef} = D_{ef} - d_{ef} = (N + A_{ef}) - (N + a_{ef}) = A_{ef} - a_{ef}, \quad (1.14)$$

$$S_{ef} = d_{ef} - D_{ef} = (N + a_{ef}) - (N + A_{ef}) = a_{ef} - A_{ef}, \quad (1.15)$$

adică jocurile și strîngerile sînt determinate și de abaterile corespunzătoare la diametrele alezajului și arborelui.

În producția de serie sau de masă, cînd alezajele, cu diametre efective diferite, se assemblează la întîmplare cu arbori avînd, de asemenea, diametre efective diferite, jocul sau strîngerea va avea, la fel, valori efective diferite. În acest context, apare noțiunea de *ajustaj*, prin care se înțelege caracterul asamblării

în perechi a două grupe de piese de tipul alezaj-arbore sau raportul în care se găsesc cele două grupe de piese din punctul de vedere al rezultatului (joc sau strîngere) îmbinării lor. Pînă la un punct, cuvîntul *ajustaj* este sinonim cu cuvîntul *asamblare* și, din această cauză, cele două cuvinte se folosesc, deseori, în mod egal.

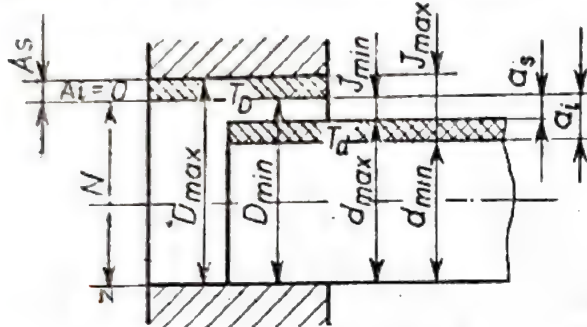


Fig. 1.7. Ajustaj cu joc.

În industria constructoare de mașini și aparate se realizează o varietate mare de produse și piese componente, a căror asamblare trebuie să fie făcută cu joc sau cu strîngere. În cazul cînd rezultatele îmbinării la întîmplare a cîte două piese alezaj-arbore sînt jocurile, se consideră un *ajustaj cu joc*. Acesta se caracterizează întotdeauna prin existența unui joc garantat (pozitiv sau cel puțin egal cu zero) între oricare două piese asamblate una cu alta.

În figura 1.7 sînt reprezentate convențional, cele două grupe de piese care formează un ajustaj cu joc. Se vede că, deoarece diametrul efectiv al oricărei piese, alezaj sau arbore, poate avea diferite valori între diametrele limită respective, jocul efectiv poate avea, la rîndul lui, diferite valori între două valori limită, care vor fi evident *jocul maxim* și *jocul minim*. Jocul maxim se obține prin asamblarea alezajului cu cel mai mare diametru prescris ( $D_{max}$ ) cu arborele cu cel mai mic diametru prescris ( $d_{min}$ ). Deci, jocul maxim se determină din relația :

$$J_{max} = D_{max} - d_{min}. \quad (1.16)$$

Jocul minim se obține prin asamblarea alezajului cu cel mai mic diametru prescris ( $D_{min}$ ) cu arborele al cărui diametru este egal cu  $d_{max}$ , adică :

$$J_{min} = D_{min} - d_{max}. \quad (1.17)$$

Dacă în relațiile (1.16) și (1.17) diametrele limită se înlocuiesc prin diametrul nominal și abaterile corespunzătoare, rezultă :

$$J_{max} = D_{max} - d_{min} = (N + A_s) - (N + a_i) = A_s - a_i, \quad (1.18)$$

$$J_{min} = D_{min} - d_{max} = (N + A_i) - (N + a_s) = A_i - a_s. \quad (1.19)$$



Jocurile limită ( $J_{max}$  și  $J_{min}$ ) determină un interval de variație a jocurilor efective. Acest interval se numește, prin analogie cu toleranța diametrului, *toleranța jocului sau toleranța ajustajului cu joc* :

$$T_j = T_{aj,j} = J_{max} - J_{min} \quad (1.20)$$

Dacă  $J_{max}$  și  $J_{min}$  sînt înlocuite cu expresiile (1.16) și (1.17), iar diametrele aceleiași piese sînt grupate, se obține :

$$T_j = T_{aj,j} = (D_{max} - d_{min}) - (D_{min} - d_{max}) = (D_{max} - D_{min}) + (d_{max} - d_{min}) = T_D + T_d. \quad (1.21)$$

Același rezultat se obține și dacă jocurile limită sînt înlocuite cu diferențele abaterilor din relațiile (1.18) și (1.19) :

$$T_j = T_{aj,j} = (A_s - a_i) - (A_i - a_s) = (A_s - A_i) + (a_s - a_i) = T_D + T_d. \quad (1.22)$$

Prin urmare, toleranța jocului sau toleranța ajustajului la ajustajele cu joc este egală, teoretic, cu suma toleranțelor la diametrele pieselor asamblate.

În funcție de diametrele limită sau de abaterile limită și toleranțele prescrise pentru alezaje și arbori, ajustajele cu joc pot fi diferite în ce privește valorile jocurilor limită și toleranței ajustajului. În figura 1.8 sînt prezentate grafic (simplificat) cîteva ajustaje cu joc cînd toleranța alezajului este constantă ca poziție față de linia 0 ( $A_i = 0$ , fig. 1.8, a) și cînd toleranța arborelui are poziție constantă față de linia 0 ( $a_s = 0$ , fig. 1.8, b). Așa cum s-a menționat (în parte) și mai înainte, ajustaj cu joc este considerat și cel la care  $J_{min} = 0$  (figura 1.8, a, b, poz. III). După cum se observă, la toate ajustajele cu joc toleranța arborelui se găsește întotdeauna sub toleranța alezajului, acest lucru reieșind din condiția că oricare diametru al alezajului (chiar și cel mai mic) este mai mare decît oricare (chiar și cel mai mare) dintre diametrele arborelui.

Ajustajele cu joc se prescriu și se realizează în cazurile cînd una din cele două piese asamblate împreună (alezaj și arbore) trebuie să execute o mișcare relativă, de rotație sau rectilinie, în raport cu cealaltă piesă (de exemplu, arborile în lagărul de fricțiune cu cuzinet).

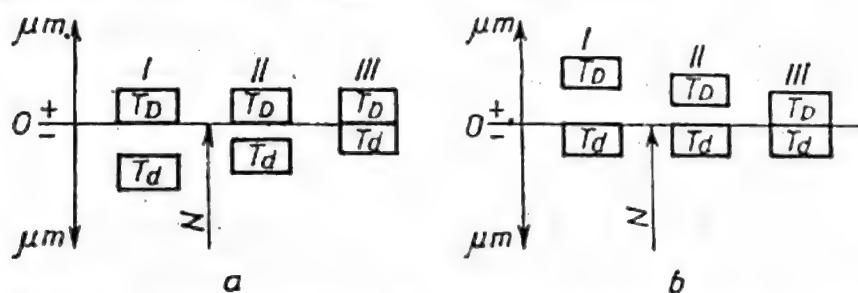


Fig. 1.8. Reprezentarea grafică simplificată a ajustajelor cu joc :

a — toleranța alezajului constantă ca poziție; b — toleranța arborelui constantă ca poziție.

**Ajustaje cu stringere.** Cînd rezultatele asamblării la întîmplare a cîte unui alezaj cu cîte un arbore sînt numai stringerile, se consideră a fi un *ajustaj cu stringere*. Acesta se caracterizează, ca urmare, prin existența unei stringeri minime garantate (mai mare ca zero) între oricare două piese (alezaj și arbore) asamblate împreună, deoarece diametrul efectiv al oricărui alezaj (chiar și al celui mai mare) este mai mic decît diametrul efectiv al oricărui arbore (chiar și al celui mai mic).

În figura 1.9 sînt prezentate convențional, evident înainte de asamblare, cele două grupe de piese (alezaje și arbori) care formează un ajustaj cu strîngere. Se observă că strîngerea efectivă poate avea diferite valori datorită faptului că și diametrul efectiv al alezajului și arborelui poate avea (înainte de asamblare) diferite valori între cele două valori limită prescrise. Prin asamblare, diametrul alezajului este silit să se mărească, diametrul arborelui este silit să

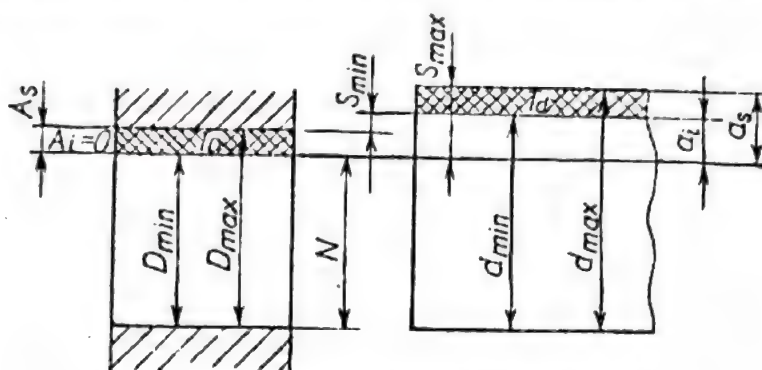


Fig. 1.9. Ajustaj cu strîngere.

se micșoreze, iar materialele celor două piese se deformează, strîngerea fiind exprimată printr-o stare de tensiuni între piesele asamblate. Valorile limită ale strîngerii sînt strîngerea maximă și strîngerea minimă :

$$S_{max} = d_{max} - D_{min} \quad (1.23)$$

$$S_{min} = d_{min} - D_{max} \quad (1.24)$$

Dacă, în aceste relații, diametrele limită ale arborelui și alezajului sînt înlocuite cu diametrul nominal și abaterile corespunzătoare, rezultă :

$$S_{max} = (N + a_s) - (N + A_i) = a_s - A_i \quad (1.25)$$

$$S_{min} = (N + a_i) - (N + A_s) = a_i - A_s \quad (1.26)$$

Intervalul de variație a valorilor strîngerii, determinat de strîngerile limită, se numește *toleranța strîngerii* sau *toleranța ajustajului cu strîngere* și se calculează astfel :

$$T_s = T_{aj.s.} = S_{max} - S_{min} \quad (1.27)$$

Dacă strîngerile limită sînt înlocuite cu expresiile din relațiile (1.23) și (1.24) sau (1.25) și (1.26), iar diametrele sau abaterile limită ale aceleiași piese sînt grupate, se obține :

$$\begin{aligned} T_s = T_{aj.s.} &= (d_{max} - D_{min}) - (d_{min} - D_{max}) = (d_{max} - d_{min}) + (D_{max} - D_{min}) = \\ &= T_d + T_D, \end{aligned} \quad (1.28)$$

respectiv :

$$\begin{aligned} T_s = T_{aj.s.} &= (a_s - A_i) - (a_i - A_s) = (a_s - a_i) + (A_s - A_i) = \\ &= T_a + T_D. \end{aligned} \quad (1.29)$$

Deci, toleranța strîngerii sau toleranța ajustajului cu strîngere este egală, teoretic, ca și toleranța jocului, cu suma toleranțelor la diametrele pieselor care se assemblează împreună.



În figura. 1.10 sînt prezentate grafic simplificat cîteva ajustaje cu strîngere cînd toleranța alezajului este constantă ca poziție față de linia 0 ( $A_s=0$ , fig. 1.10, a) și cînd toleranța arborelui este constantă ca poziție față de linia 0 ( $a_s=0$ , fig. 1.10, b). La ajustajele cu strîngere toleranța arborelui se găsește întotdeauna deasupra toleranței alezajului și la o anumită distanță de aceasta.

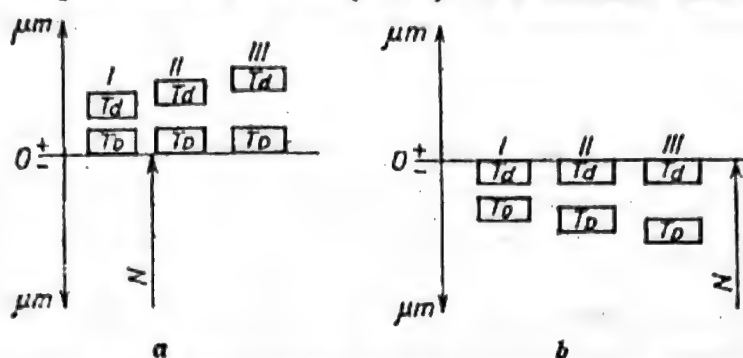


Fig. 1.10. Reprezentarea grafică simplificată a ajustajelor cu strîngere :

a — toleranța alezajului constantă ca poziție; b — toleranța arborelui constantă ca poziție.

De remarcat că, în relațiile pentru calculul strîngerilor, intră aceeași parametri ca în relațiile pentru calculul jocurilor. De aici, considerînd jocul și strîngerea ca mărimi independente pozitive, rezultă :

$$J_{max} = -S_{min} \text{ sau } S_{min} = -J_{max}, \quad (1.30)$$

$$J_{min} = -S_{max} \text{ sau } S_{max} = -J_{min}. \quad (1.31)$$

Ajustajele cu strîngere se prescriu în cazurile cînd piesele asamblate trebuie să fie fixe una față de cealaltă în timpul funcționării (de exemplu, cămașa cilindrului față de blocul cilindrilor la unele motoare cu combustie internă).

**Ajustaje intermediare.** În multe cazuri, condițiile de funcționare (de exemplu, necesitatea unei bune centrări dar și posibilitatea de montare și demontare ușoară a pieselor) admit obținerea atît a jocului, cît și a strîngerii între piesele asamblate, o condiție în plus fiind și aceea că jocurile și strîngerile rezultate

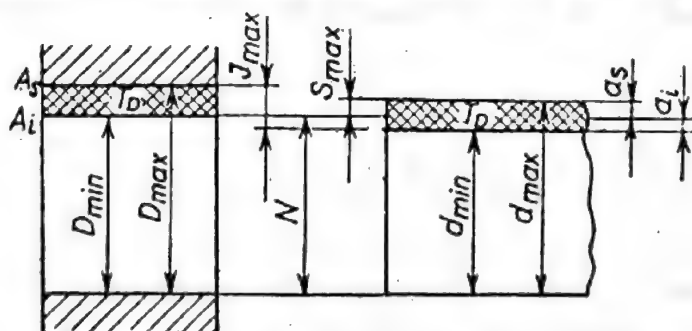


Fig. 1.11. Ajustaj intermediar (de trecere).

să fie relativ mici. Ajustajele, la care asamblarea este urmată fie de un joc, fie de o strîngere, se numesc *ajustaje intermediare* (sau de trecere). La acestea, toleranțele la diametrele celor două grupe de piese se suprapun, parțial sau total, așa cum se vede, de exemplu, în figura 1.11. Practic, acest lucru înseamnă că, prin prelucrare, se pot obține și alezaje cu diametrul efectiv mai mare decît

diametrul efectiv al unor arbori, dar și alezaje cu diametrul efectiv mai mic decât diametrul efectiv al unor arbori; prin asamblarea la întâmplare a pieselor, în unele cazuri se vor obține jocuri, iar în alte cazuri stringeri.

Diferitele valori efective ale jocurilor și stringerilor vor fi cuprinse între două limite (considerate ca atare), care sînt jocul maxim și stringerea maximă și care se calculează cu ajutorul relațiilor cunoscute:

$$J_{max} = D_{max} - d_{min} = A_s - a_t,$$

$$S_{max} = d_{max} - D_{min} = a_s - A_t.$$

În același timp, jocul minim ca limită minimă numai a jocurilor și stringerea minimă ca limită minimă numai a stringerilor vor fi, evident, egale cu zero.

Valoarea medie a tuturor jocurilor și stringerilor intermediare poate fi un joc sau o stringere și pentru calculul ei se folosește relația:

$$J_{med} = \frac{J_{max} + J_{min}}{2} = \frac{J_{max} - S_{max}}{2}, \quad (1.32)$$

sau

$$S_{med} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{S_{max} - J_{max}}{2}. \quad (1.33)$$

În relația (1.32) s-a făcut înlocuirea  $J_{min} = -S_{max}$ , iar în relația (1.33) s-a efectuat înlocuirea  $S_{min} = -J_{max}$ , întrucît, în cele două relații,  $J_{min}$  și  $S_{min}$  sînt considerate ca limite în general și nu numai pentru jocuri sau pentru stringeri. În funcție de semnul rezultatului obținut prin calculul cu una din cele două relații, se poate stabili dacă valoarea medie este caracteristica presupusă (de exemplu,  $J_{med}$ ) sau caracteristica opusă. De regulă însă, cînd  $J_{max} > S_{max}$ , valoarea medie este  $J_{med}$  și, deci, se folosește relația (1.32), iar cînd  $S_{max} > J_{max}$ , valoarea medie este  $S_{med}$  și, pentru calculul ei, se folosește relația (1.33); în cazul cînd  $J_{max} = S_{max}$ , valoarea medie este zero.

Toleranța ajustajului intermediar (de trecere) este intervalul de variație a jocurilor și stringerilor (determinat de cele două limite  $J_{max}$  și  $S_{max}$ ) și se calculează fie cu relația toleranței jocului (1.20), fie cu relația toleranței stringerii (1.27), cu condiția ca  $J_{min}$  sau  $S_{min}$  să fie înlocuite cu  $-S_{max}$  sau, respectiv,  $-J_{max}$ :

$$T_t = J_{max} - J_{min} = J_{max} + S_{max} = T_D + T_d \quad (1.34)$$

sau

$$T_t = S_{max} - S_{min} = S_{max} + J_{max} = T_D + T_d. \quad (1.35)$$

Ca și în cazul primelor tipuri de ajustaje, toleranța ajustajului intermediar este egală cu suma toleranțelor la diametrele alezajului și arborelui.

În figura 1.12 sînt prezentate grafic cîteva ajustaje intermediare (I ... III).

**Exemplul 1.7.** Se prescrie pentru alezaje  $\varnothing 60^{+0,030}_0$  mm și pentru arbori  $\varnothing 60^{-0,030}_{-0,060}$  mm (fig. 1.13). Să se calculeze caracteristicile ajustajului cu joc format de cele două grupe de piese.

Toleranțele la diametrele celor două grupe de piese sînt:

$$T_D = A_s - A_t = +0,030 - 0 = 0,030 \text{ mm};$$

$$T_d = a_s - a_t = -0,030 - (-0,060) = 0,030 \text{ mm}.$$



Jocurile limită și jocul mediu al ajustajului sînt :

$$J_{max} = D_{max} - d_{min} = 6,030 - 59,940 = A_s - a_i = 0,030 - (-0,060) = 0,090 \text{ mm} ;$$

$$J_{min} = D_{min} - d_{max} = 60 - 59,970 = A_s - a_i = 0 - (-0,030) = 0,030 \text{ mm} ;$$

$$J_{med} = \frac{J_{max} + J_{min}}{2} = \frac{0,090 + 0,030}{2} = \frac{0,120}{2} = 0,060 \text{ mm}.$$

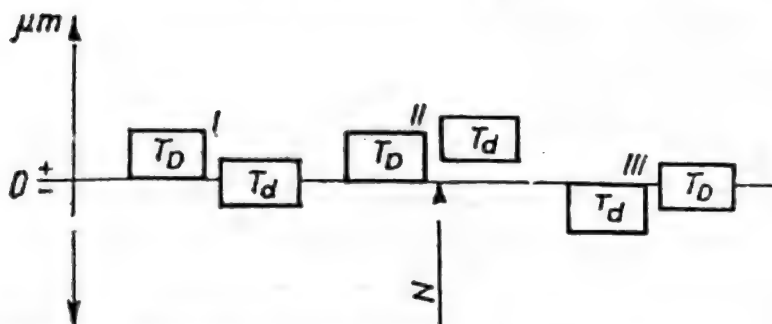


Fig. 1.12. Reprezentarea simplificată a ajustajelor intermediare.

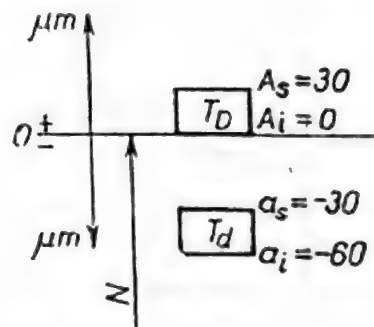


Fig. 1.13. Ajustaj cu joc

Toleranța jocului sau a ajustajului cu joc :

$$T = T_{a,j} = J_{max} - J_{min} = 0,090 - 0,030 = T_D + T_d = 0,030 + 0,030 = 0,060 \text{ mm}.$$

**Exemplul 1.8.** Să se calculeze caracteristicile ajustajului cu stringere format din alezajele cu  $\varnothing 100_{-0,066}^{+0,051}$  mm și arborii cu  $\varnothing 100_{-0,035}^0$  mm (fig. 1.14).

Toleranțele prescrise la cele două diametre sînt :

— alezaje :  $T_D = A_s - A_i = -0,051 - (-0,086) = 0,035$  mm,

— arbori :  $T_d = a_s - a_i = 0 - (-0,035) = 0,035$  mm.

Stringerile limită și stringerea medie sînt :

$$S_{max} = d_{max} - D_{min} = 100 - 99,914 = a_s - A_i = 0 - (-0,086) = 0,086 \text{ mm} ;$$

$$S_{min} = d_{min} - D_{max} = 99,965 - 99,949 = a_s - A_s = -0,035 - (-0,051) = 0,016 \text{ mm} ;$$

$$S_{med} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{0,086 + 0,016}{2} = \frac{0,102}{2} = 0,051 \text{ mm}.$$

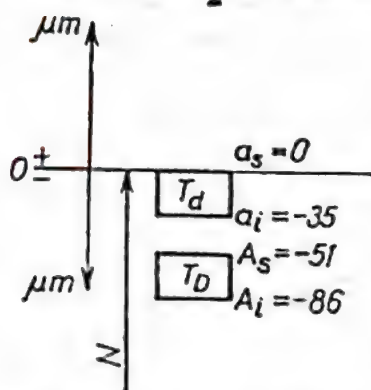


Fig. 1.14. Ajustaj cu stringere.

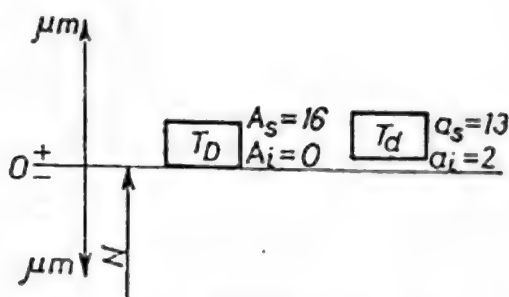


Fig. 1.15. Ajustaj intermediar.

Toleranța stringerii sau a ajustajului cu stringere este :

$$T_s = T_{s,j} = S_{max} - S_{min} = 0,086 - 0,016 = T_D + T_d = 0,035 + 0,035 = 0,070 \text{ mm}.$$

**Exemplul 1.9.** Un ajustaj intermediar este format de alezajele  $\varnothing 35_{+0,013}^{+0,016}$  mm și arborii  $\varnothing 35_{+0,002}^{+0,013}$  mm. Să se determine caracteristicile acestui ajustaj (fig. 1.15).

Tabelul 1.1

**Noțiuni și definiții ale suprafețelor, profilurilor și abaterilor de formă**

Nr. crt.	Noțiune	Definiție
1.	Suprafață nominală (geometrică)	Suprafața reprezentată pe desen, definită geometric prin dimensiunile nominale, fără nici un fel de abateri geometrice
2.	Profil nominal (geometric)	Conturul rezultat prin intersecția suprafeței nominale cu un plan convențional definit în raport cu această suprafață
3.	Suprafață reală	Suprafață care limitează corpul respectiv și îl separă de mediul înconjurător
4.	Profil real	Intersecția dintre o suprafață reală și un plan cu orientarea dată sau intersecția dintre două suprafețe reale (muchie reală)
5.	Suprafața efectivă	Suprafața obținută prin măsurare, apropiată de suprafața reală
6.	Profil efectiv	Profilul obținut prin măsurare, apropiat de profilul real
7.	Suprafață adiacentă de formă dată	Suprafața de formă dată, tangentă la suprafața reală (efectivă) dinspre partea exterioară materialului piesei
8.	Profil adiacent de formă dată	Profil de formă dată, tangent la profilul real (efectiv) dinspre partea exterioară materialului piesei
9.	Dreaptă adiacentă	Dreapta tangentă la profilul real (efectiv) și așezată astfel, încât distanța maximă dintre profilul efectiv și dreapta adiacentă să aibă valoarea cea mai mică posibilă
10.	Plan adiacent	Plan tangent la suprafața reală (efectivă) și așezat astfel, încât distanța maximă dintre suprafața reală și planul adiacent să aibă valoarea cea mai mică posibilă
11.	Cerc adiacent	Cercul cu diametrul minim, circumscris secțiunii transversale a suprafeței exterioare (la piese de tip arbore) reale (efective) sau cercul cu diametrul maxim, înscris în secțiunea transversală a suprafeței interioare (la piese de tip alezaj) reale (efective)
12.	Cilindru adiacent	Cilindrul cu diametrul minim, circumscris suprafeței exterioare reale (la piese de tip arbore) sau cilindrul cu diametrul maxim, înscris în suprafața interioară reală (la piese de tip alezaj)
13.	Abatere de formă	Abaterea formei suprafeței reale față de forma suprafeței adiacente sau abaterea formei profilului real față de forma profilului adiacent. Mărimea abaterii de formă se determină ca distanța maximă dintre suprafața efectivă și suprafața adiacentă sau dintre profilul efectiv și profilul adiacent
14.	Abatere limită de formă	Valoarea maximă admisă a abaterii de formă (valoarea minimă este egală cu zero)
15.	Toleranța de formă	Zona determinată de abaterea limită de formă. Toleranța de formă este egală cu abaterea limită de formă



Toleranțele alezajelor și arborilor sînt :

$$T_D = A_s - A_i = 0,016 - 0 = 0,016 \text{ mm};$$

$$T_d = a_s - a_i = 0,013 - (+0,002) = 0,011 \text{ mm}.$$

Caracteristicile ajustajului sînt :

$$J_{max} = D_{max} - d_{min} = 35,016 - 35,002 = A_s - a_i = 0,016 - (+0,002) = 0,014 \text{ mm}.$$

$$S_{max} = d_{max} - D_{min} = 35,013 - 35 = a_i - A_i = 0,013 - 0 = 0,013 \text{ mm}.$$

$$J_{med} = \frac{J_{max} + J_{min}}{2} = \frac{J_{max} - S_{max}}{2} = \frac{0,014 - 0,013}{2} = 0,0005 \text{ mm}.$$

Toleranța ajustajului intermediar (de trecere) este :

$$T_i = J_{max} + S_{max} = 0,014 + 0,013 = T_D + T_d = 0,016 + 0,011 = 0,027 \text{ mm}.$$

### 1.3. PRECIZIA FORMEI GEOMETRICE A SUPRAFETELOR

Forma geometrică a suprafețelor este impusă, ca și dimensiunile, de condițiile funcționale ale pieselor și produselor finite (mașini, aparate, utilaje). Dar imperfecțiunea sistemului tehnologic de lucru (mașină—unealtă—dispozitiv—piesă—sculă), ca și neuniformitatea procesului de prelucrare provoacă modificarea, în măsură mai mare sau mai mică, a formei geometrice de la o piesă la altă, precum și în raport cu forma geometrică luată ca bază de comparare. Această modificare se tratează și se stabilește prin așa-numitele *abateri de formă*. Se deosebesc următoarele abateri : de la circularitate, de la cilindricitate, de la rectilinitate, de la planitate, de la forma dată a profilului și de la forma dată a suprafeței.

În tabelul 1.1 se dau cîteva noțiuni și definiții (conform STAS 7384-66) în legătură cu tratarea și determinarea abaterilor de formă. De reținut că, la măsurarea abaterii de formă, nu se ia în considerare rugozitatea suprafeței.

a. **Abateri de la circularitate sau necircularitatea (AFc)** se consideră ca fiind distanța maximă dintre profilul efectiv în secțiune transversală a unei piese cilindrice și cercul adiacent al aceleiași secțiuni transversale (fig. 1.16). Cele mai des întîlnite forme ale abaterii de la circularitate sînt ovalitatea și poligonalitatea.

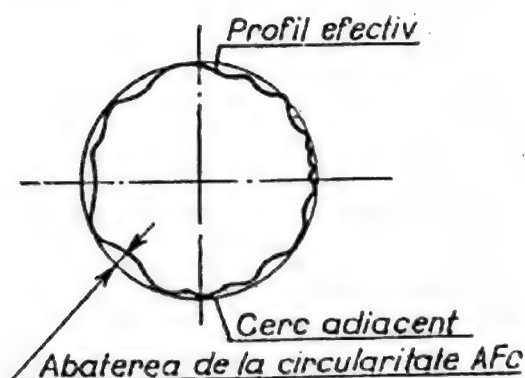


Fig. 1.16. Abaterea de la circularitate AFc.

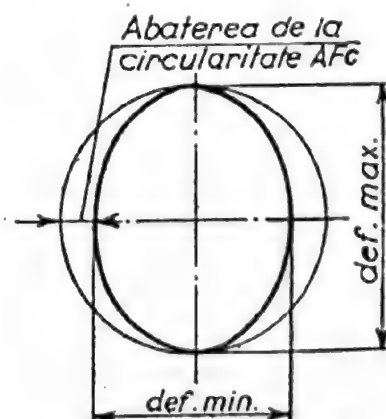


Fig. 1.17. Ovalitatea.

Prin *ovalitate*, prezentată (exagerat) în figura 1.17, se înțelege forma aproximativ elipsoidală în secțiune transversală a pieselor cilindrice. După cum se poate constata, diametrul efectiv are, în aceeași secțiune, diferite valori, ovalitatea efectivă fiind dată de diferența dintre cel mai mare și cel mai mic diametru efectiv și, în același timp, fiind egală cu dublul abaterii de la circularitate :

$$Ov_{ef} = d_{ef,max} - d_{ef,min} = 2 \cdot AF_c \quad (1.36)$$

În majoritatea cazurilor, ovalitatea este limitată de toleranța prescrisă pentru diametru, adică :

$$Ov = d_{max} - d_{min} = T_d \quad (1.37)$$

sau

$$Ov = D_{max} - D_{min} = T_D \quad (1.37')$$

În alte cazuri însă, la unele suprafețe cilindrice foarte importante din punct de vedere funcțional, valoarea maximă admisă a ovalității este mai mică sau mult mai mică decât toleranța la diametru ( $Ov \ll T_d$ , respectiv  $Ov \ll T_D$ ) și ea se prescrie, în mod obligatoriu, pe desenul de execuție sub formă de toleranță la circularitate.

Prin *poligonalitate* se înțelege forma aproximativ poligonală a pieselor cilindrice în secțiune transversală. Poligonalitatea se tratează aproximativ în același mod ca și ovalitatea.

Ovalitatea și poligonalitatea se datoresc fie formei inițiale a semifabricatului piesei (această formă inițială se transmite în decursul prelucrării, mai mult sau mai puțin îmbunătățită, la piesa finită), fie formei necirculare a fusu-rilor arborilor principali ai mașinilor-unelte.

*Toleranța la circularitate ( $TF_c$ )* (fig. 1.18) este valoarea maximă admisă a abaterii de la circularitate ; zona toleranței la circularitate este cuprinsă între cercul adiacent și un cerc concentric cu acesta, avînd raza mai mică (la arbori, fig. 1.18, a) sau mai mare (la alezaje, fig. 1.18, b) cu valoarea toleranței la circularitate.

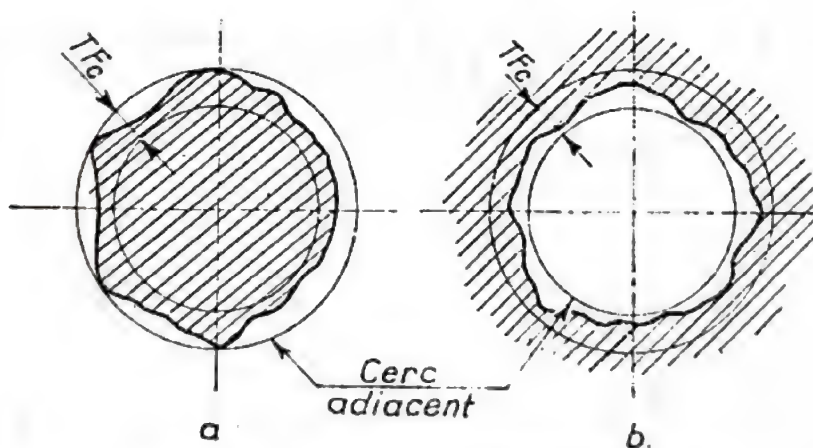


Fig. 1.18. Toleranța la circularitate  $TF_c$ .

b. *Abaterăa de la cilindricitate sau necilindricitatea ( $AF_l$ )* se definește ca distanța maximă dintre suprafața efectivă și cilindrul adiacent (fig. 1.19), în limitele lungimii de referință (lungimea profilului în limitele căreia se determină abaterea de formă). Această abatere se compune din abaterea de la circularitate și din abaterea profilului longitudinal (axial). Abaterea profilului



longitudinal este distanța maximă dintre profilul longitudinal adiacent și profilul longitudinal efectiv.

Cele mai des întâlnite forme ale abaterii de la cilindricitate sînt :

— *forma butoi* (fig. 1.20, a), la care generatoarele profilului longitudinal sînt curbe, diametrul crescînd de la extremități spre mijlocul profilului ;

— *forma șa* (fig. 1.20, b), la care generatoarele profilului longitudinal sînt, de asemenea, curbe, diametrul crescînd de la mijlocul profilului spre extremități ;

— *forma conică* (fig. 1.20, c), la care generatoarele profilului longitudinal sînt drepte, dar neparalele (încălate, una față de alta, într-un sens sau altul) ;

— *curbarea* (fig. 1.20, d), la care locul geometric al secțiunilor transversale este o linie curbă.

Din punct de vedere valoric, forma butoi, forma șa și forma conică, se caracterizează prin diferența dintre diametrul maxim și diametrul minim, adică prin dublul abaterii de la cilindricitate ; mărimea curburi este egală cu abaterea de la cilindricitate.

*Toleranța la cilindricitate (TFI)* este valoarea maximă admisă a abaterii de la cilindricitate (a necilindricității) ; zona toleranței la cilindricitate este cuprinsă între cilindru adiacent și un cilindru coaxial cu primul, avînd raza mai mică (la arbori) sau mai mare (la alezaje) cu toleranța la cilindricitate.

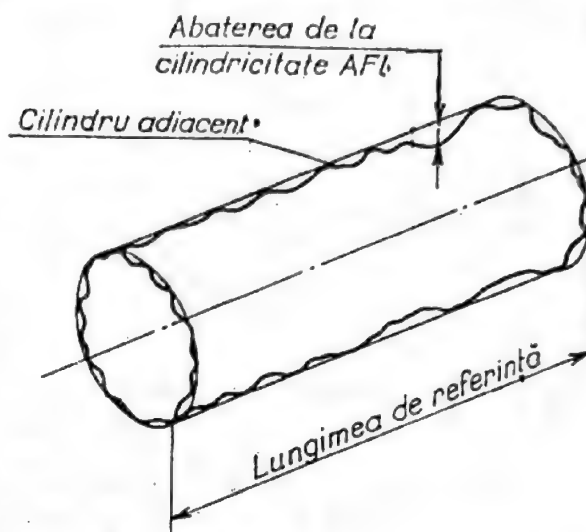


Fig. 1.19. Abaterea de la cilindricitate AFL.

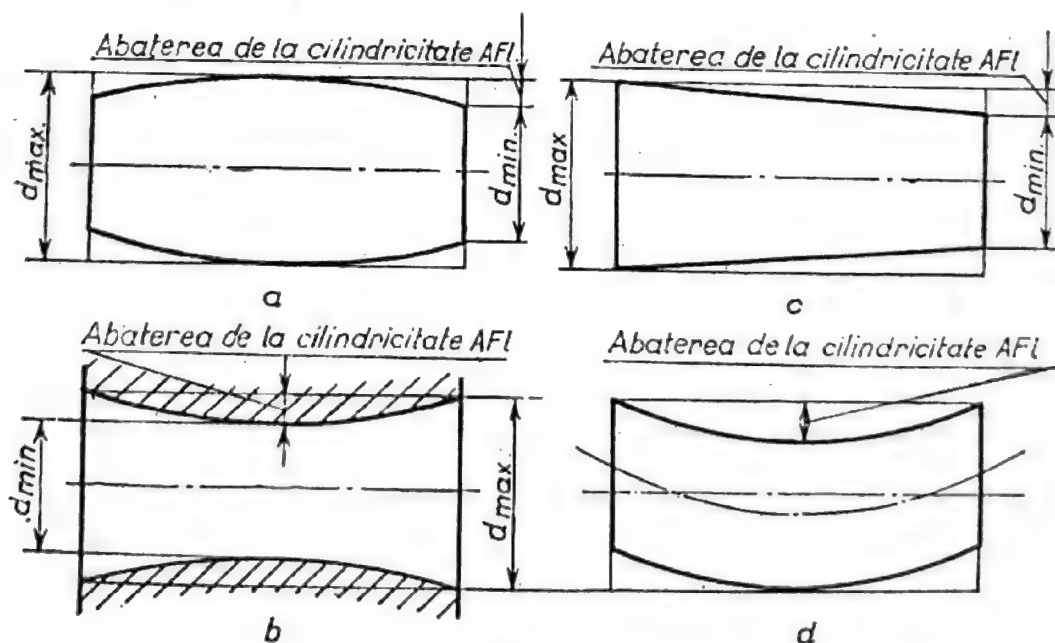


Fig. 1.20. Forme ale abaterii de la cilindricitate.

c. **Abateră de la rectilitate sau nectilitate ( $AF_r$ )** este distanța maximă dintre profilul efectiv și dreapta adiacentă, în limitele lungimii de referință (fig. 1.21).

Formele simple ale abaterii de la rectilitate sînt :

— **concauitatea** (fig. 1.22, a), dacă distanța dintre dreapta adiacentă și profilul efectiv crește de la extremitățile profilului spre mijloc ;

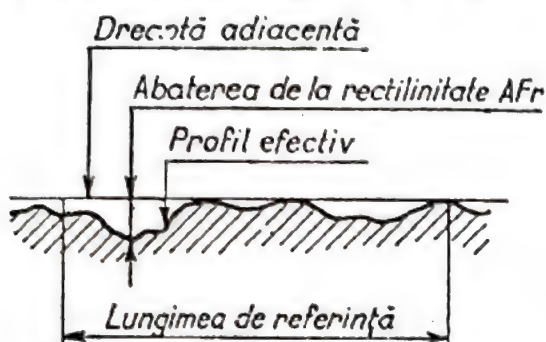


Fig. 1.21. Abateră de la rectilitate  $AF_r$ .

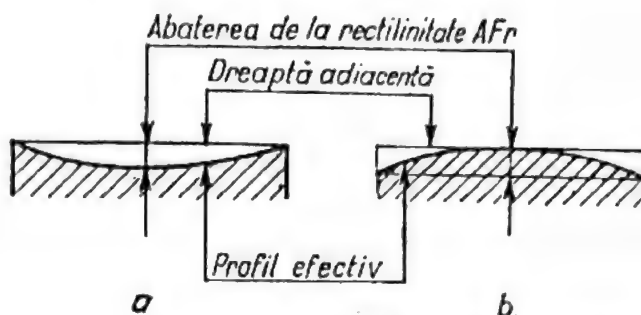


Fig. 1.22. Forme ale abaterii de la rectilitate.

— **convexitatea** (fig. 1.22, b), dacă distanța dintre dreapta adiacentă și profilul efectiv crește de la mijlocul profilului spre extremități.

**Toleranța la rectilitate ( $TFr$ )** este valoarea maximă admisă a abaterii de la rectilitate (a nectilității).

De obicei, abateră de la rectilitate se ia în considerație numai la suprafețele lungi și înguste (de exemplu, la ghidaje rectilinii).

d. **Abateră de la planitate sau neplanitatea ( $AF_p$ )** este distanța maximă dintre suprafața efectivă și planul adiacent (fig. 1.23), în limitele suprafeței de referință (suprafața în limitele căreia se determină abateră de formă).

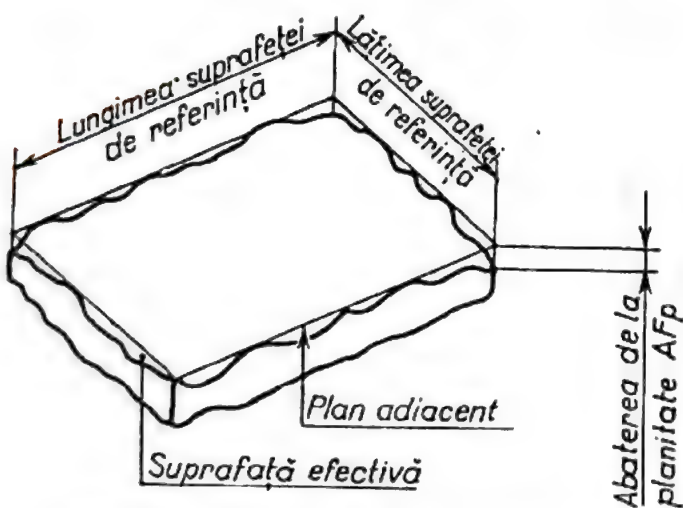


Fig. 1.23. Abateră de la planitate  $AF_p$ .

neplanității). Zona toleranței la planitate este cuprinsă între planul adiacent și un plan paralel cu acesta, situat la distanța egală cu toleranța la planitate.

e. **Abateră de la formă dată a profilului ( $AF_f$ )** este distanța maximă dintre profilul efectiv și profilul adiacent de formă dată, în limitele lungimii de referință (fig. 1.24).



**Toleranța la forma dată a profilului (TFf)** este egală cu valoarea maximă admisă a abaterii de la forma dată a profilului. Zona acestei toleranțe este cuprinsă între profilul adiacent și înfășurătoarea cercului care se rostogolește pe profilul adiacent și are diametrul egal cu toleranța la forma dată a profilului (fig. 1.25).

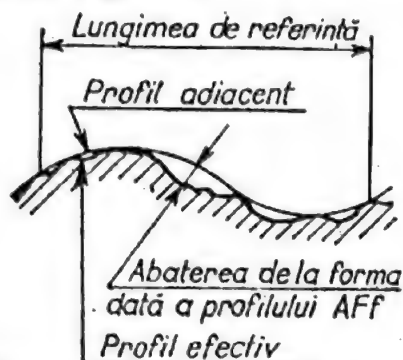


Fig. 1.24. Abaterea de la forma dată a profilului AFF.

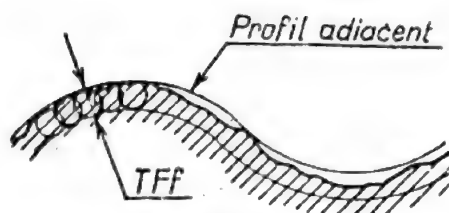


Fig. 1.25. Toleranța la forma dată a profilului TFf.

f. **Abaterea de la forma dată a suprafeței (AFs)** este distanța maximă dintre suprafața efectivă și suprafața adiacentă de formă dată, în limitele suprafeței de referință (fig. 1.26).

**Toleranța la forma dată a suprafeței (TFs)** este egală cu valoarea maximă a abaterii de la forma dată a suprafeței. Zona acestei toleranțe este cuprinsă între suprafața adiacentă și înfășurătoarea sferei care se rostogolește pe suprafața adiacentă și are diametrul egal cu toleranța la forma dată a suprafeței.

Pentru abaterile de formă s-au stabilit 12 clase de precizie, notate cu cifre romane de la I la XII, cu toleranțele respective.

Pe desenele de execuție ale pieselor, datele cu privire la toleranțele de formă se înscriu într-un cadru dreptunghiular, trasat cu linie mijlocie continuă și împărțit în două sau trei căsuțe. În căsuța din stînga se trece simbolul grafic al toleranței, iar în cealaltă (sau celelalte) căsuță se trece valoarea toleranței în mm, raportată la toată suprafața sau numai la o anumită lungime ori suprafață de referință. Cadrul cu toleranța de formă se leagă de suprafața la care se referă printr-o linie de indicație terminată cu săgeată.

În tabelul 1.2 sînt date simbolurile stabilite pentru toleranțele de formă, iar în figura 1.27 sînt prezentate cîteva exemple de înscriere a toleranțelor de formă pe desenele de execuție ale pieselor.

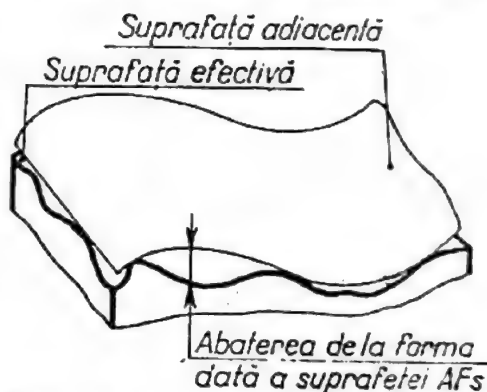


Fig. 1.26. Abaterea de la forma dată a suprafeței AFs.

#### 1.4. PRECIZIA POZIȚIEI SUPRAFETELOR

Din punct de vedere funcțional, poziția suprafețelor, a profilurilor, a planelor de simetrie și a axelor este, de multe ori, foarte importantă, ea determinînd, împreună cu dimensiunile și forma suprafețelor, calitatea atît a piese-

Tabelul 1.2

Simbolurile pentru toleranțele de formă (după STAS 7385-66)

Denumirea toleranței	Simbolul	
	litteral	grafic
Toleranța la circularitate	$TF_c$	
Toleranța la cilindricitate	$TF_l$	
Toleranța la rectilinitate	$TF_r$	
Toleranța la planitate	$TF_p$	
Toleranța la forma dată a profilului	$TF_f$	
Toleranța la forma dată a suprafeței	$TF_s$	

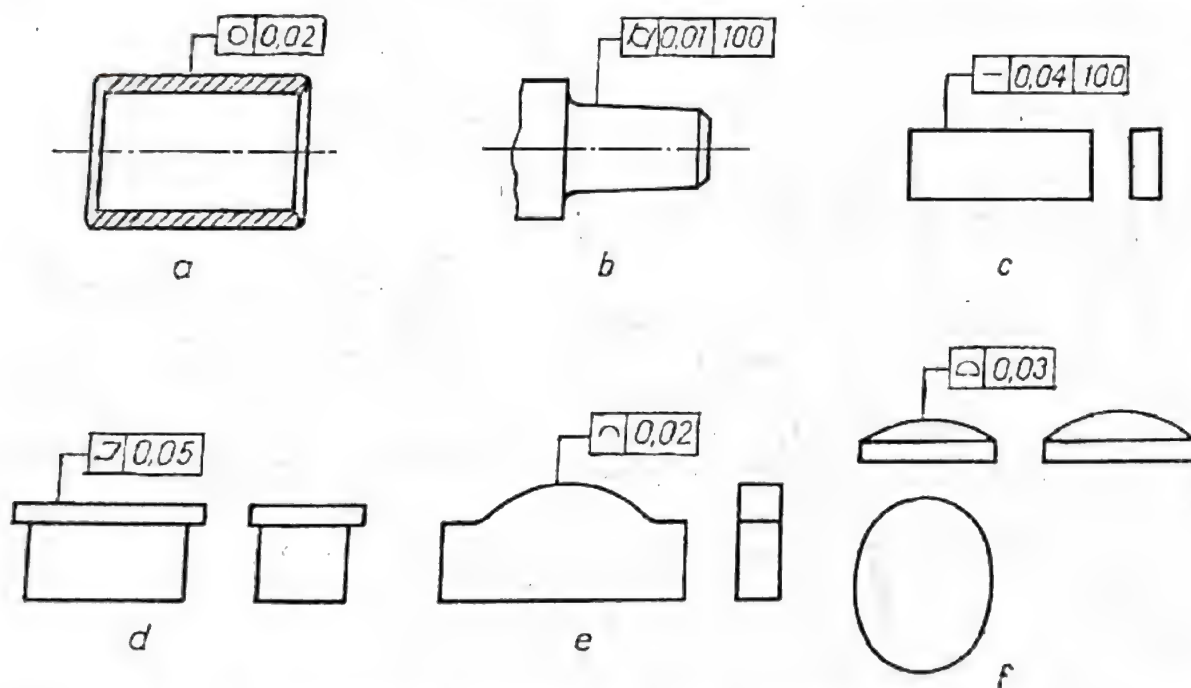


Fig. 1.27. Exemple de înscriere pe desen a toleranțelor de formă :

a — la circularitate, de 0,02 mm în orice secțiune la exteriorul bușei; b — la cilindricitate, de 0,01 mm pe lungimea de 100 mm a suprafeței respective; c — la rectilinitate, de 0,04 mm pe orice lungime de 100 mm a suprafeței date; d — la planitate, de 0,05 mm pe toată suprafața piesei; e — la forma profilului șablonului, de 0,02 mm în orice secțiune paralelă cu planul de proiecție; f — la forma suprafeței date, de 0,03 mm în orice secțiune.

lor și organelor de mașini luate separat, cât și a mașinilor și aparatelor în întregime.

Precizia poziției suprafețelor (în general) se tratează și se determină prin abaterile de poziție.



În tabelul 1.3 se dau câteva noțiuni și definiții generale (după STAS 7384-66) referitor la abaterile de poziție.

Noțiuni și definiții cu privire la abaterile de poziție

Tabelul 1.3

Nr. crt.	Noțiune	Definiție
1.	Poziție nominală	Poziția suprafeței, a profilului, a axei sau a planului de simetrie, determinată prin cote nominale liniare și (sau) unghiulare față de baza de referință sau față de o altă suprafață, profil, axă sau plan de simetrie
2.	Bază de referință	Suprafață, linie sau punct, față de care se determină poziția nominală a suprafeței sau a elementului considerat
3.	Abatere de poziție	Abaterrea de la poziția nominală a unei suprafețe, a axei ei, a unui profil sau a unui plan de simetrie față de baza de referință sau abaterea de la poziția nominală reciprocă a unor suprafețe, a axelor lor, a unor profile sau a planurilor de simetrie
4.	Abatere limită de poziție	Valoarea maximă admisă (pozitivă sau negativă) a abaterii de poziție
5.	Toleranță de poziție	Intervalul sau zona determinată de abaterile limită de poziție. După caz, toleranța de poziție poate fi egală cu abaterea limită de poziție (dacă abaterea inferioară de poziție este egală cu zero) sau cu dublul abaterii limită de poziție (dacă abaterea inferioară de poziție este egală și de semn contrar cu abaterea superioară)

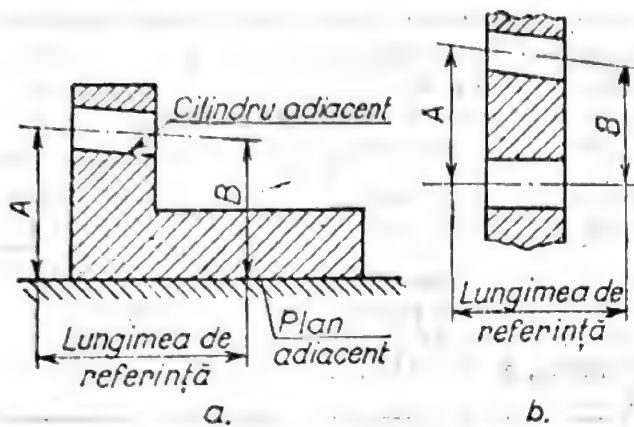
Cele mai des întâlnite abateri de poziție sunt următoarele :

- a. **Abaterea de la paralelism sau neparalelismul (API).** Se deosebesc :
  - abaterea de la paralelism (neparalelismul) a două drepte într-un plan, care este diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre cele două drepte adiacente coplanare, măsurată în limitele lungimii de referință ;
  - abaterea de la paralelism (neparalelismul) a două drepte în spațiu, respectiv abaterile  $API_x$  și  $API_y$  de la paralelismul proiecțiilor celor două drepte încrucișate, pe două plane reciproc perpendiculare ;
  - abaterea de la paralelism (neparalelismul) dintre o dreaptă și un plan, respectiv diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre dreapta adiacentă și planul adiacent, măsurată în limitele lungimii de referință, în planul perpendicular pe planul adiacent și care conține dreapta adiacentă ;
  - abaterea de la paralelism (neparalelismul) a două plane, respectiv diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre cele două plane adiacente, măsurată în limitele suprafeței de referință ;
  - abaterea de la paralelism (neparalelismul) dintre un plan și o suprafață de rotație (fig. 1.28, a), respectiv diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre planul adiacent și axa suprafeței adiacente de rotație, măsurată în limitele lungimii de referință ;
  - abaterea de la paralelism (neparalelismul) a două suprafețe de rotație (fig. 1.28, b) ; această abatere se poate determina în plan sau în spațiu analog cu abaterea de la paralelism a două drepte în plan sau în spațiu.

**Toleranța la paralelism (TPl)** este valoarea maximă admisă a abaterii de la paralelism (a ne paralelismului).

**b. Abaterrea de la perpendicularitate sau neperpendicularitatea (APd).** Se deosebesc :

— abaterea de la perpendicularitate (neperpendicularitatea) dintre două drepte, două suprafețe de rotație (fig. 1.29, a) sau o suprafață de rotație și o dreaptă ; această abatere este diferența dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele efective, respectiv de axele suprafețelor adiacente de rotație și unghiul nominal de 90°, măsurată liniar în limitele lungimii de referință ;



$$APl = A - B$$

Fig. 1.28. Abaterea de la paralelism APl.

ghiul nominal de 90°, măsurată liniar (într-un plan dat sau în două plane reciproc perpendiculare prin proiecțiile drepte sau axei pe aceste plane) în limitele lungimii de referință ;

— abaterea de la perpendicularitate (neperpendicularitatea) a unui plan față de o dreaptă, de un plan (fig. 1.29, c) sau de o suprafață de rotație ; această

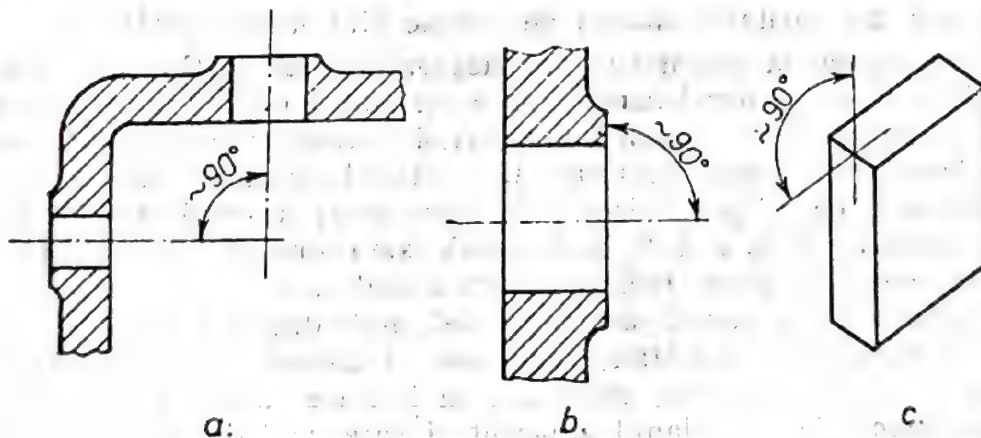


Fig. 1.29. Abaterea de la perpendicularitate APd.

abatere este egală cu diferența dintre unghiul format de planul adiacent cu dreapta adiacentă, cu planul adiacent sau cu axa suprafeței adiacente de rotație și unghiul nominal de 90°, măsurată liniar în limitele lungimii de referință.

**Toleranța la perpendicularitate (TPd)** este egală cu valoarea maximă admisă a abaterii de la perpendicularitate (a neperpendicularității).

**c. Abaterea de la înclinare (APi)** dintre : două drepte, două suprafețe de rotație, două suprafețe plane, o dreaptă și o suprafață de rotație, o dreaptă și o suprafață plană, o suprafață de rotație și o suprafață plană ; această abatere



este egală cu diferența dintre unghiul format de drepte sau suprafețele adiacente respective și unghiul nominal, dat, măsurată liniar în limitele lungimii de referință.

**Toleranța la înclinare ( $T_{Pi}$ )** este egală cu valoarea maximă admisă a abaterii de la înclinare.

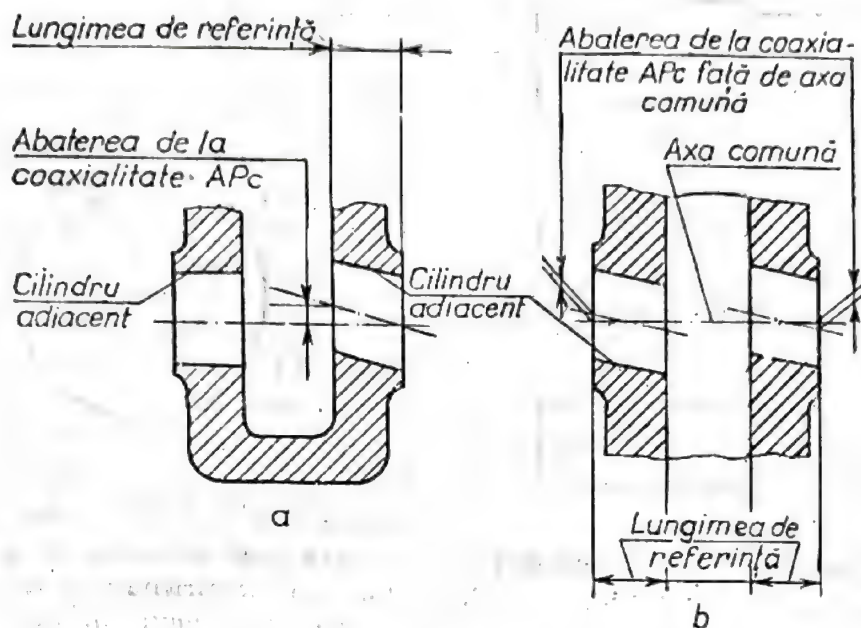


Fig. 1.30. Abaterea de la coaxialitate  $AP_c$ .

**d. Abaterea de la coaxialitate sau necoaxialitatea și de la concentricitate sau neconcentricitatea ( $AP_c$ ).** Se deosebesc :

— **abaterea de la coaxialitate** (necoaxialitatea), care este egală cu distanța maximă dintre axa suprafeței adiacente considerate și axa dată ca bază de referință, măsurată în limitele lungimii de referință. Baza de referință poate fi : axa uneia dintre suprafețele adiacente de rotație (fig. 1.30, a) ; axa comună a două sau mai multe suprafețe de rotație (fig. 1.30, b), ca axă comună considerându-se dreapta trecând prin centrele secțiunilor transversale medii ale suprafețelor respective. Abaterea de la coaxialitate poate avea următoarele aspecte : **excentricitatea** (dezaxarea), când axele suprafețelor sînt paralele (fig. 1.31, a) ; **necoaxialitatea unghiulară** (fringerea), când axele suprafețelor sînt concurente (fig. 1.31, b) ; **necoaxialitatea încrucișată**, când axele suprafețelor sînt încrucișate (fig. 1.31, c) ;

— **abaterea de la concentricitate** (neconcentricitatea, excentricitatea), care este egală cu distanța dintre centrul cercului adiacent al suprafeței considerate și baza de referință (fig. 1.32) ; neconcentricitatea este cazul particular al necoaxialității, când lungimea de referință este egală cu zero.

**Toleranța la coaxialitate și la concentricitate ( $TP_c$ )** este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la coaxialitate sau de la concentricitate.

**e. Bătăia radială ( $AB_r$ )** este egală cu diferența dintre distanța maximă și distanța minimă de la suprafața efectivă la axa de rotație, măsurată în limitele lungimii de referință. De exemplu, la piesa din figura 1.33, suprafața exterioară are axa de rotație decalată față de axa geometrică a ei cu valoarea  $AP_c = e$  (excentricitatea). Distanțele punctelor A și B față de axa de rotație sînt  $a_{max} =$

$=R+e$  și respectiv  $a_{min}=R-e$ . Prin rotirea piesei cu  $180^\circ$ , punctele  $A$  și  $B$  ajung în pozițiile  $A'$  și respectiv  $B'$ , deci și piesa va avea o nouă poziție. După rotirea piesei cu încă  $180^\circ$ , punctele  $A$  și  $B$  ajung în pozițiile inițiale. Bătaia radială va fi:

$$ABr = a_{max} - a_{min} = 2e. \quad (1.38)$$

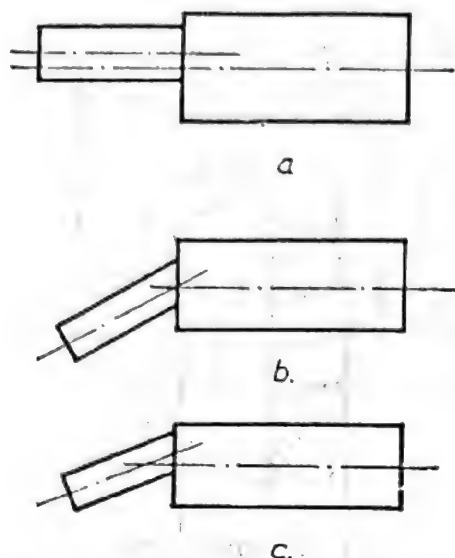


Fig. 1.31. Aspecte ale abaterii de la coaxialitate.

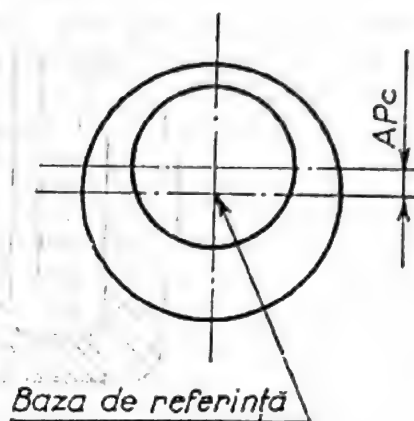


Fig. 1.32. Abaterea de la concentricitate  $APc$ .

Bătaia radială poate fi considerată ca o consecință a abaterii de la concentricitate și ea apare la orice suprafață cilindrică de rotație, la care axa de rotație nu coincide cu axa geometrică.

Toleranța bății radiale ( $TBr$ ) este egală cu valoarea maximă admisă a bății radiale.

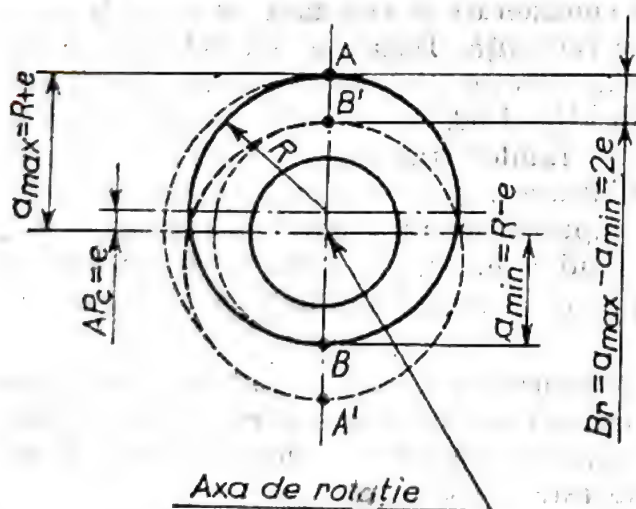


Fig. 1.33. Bătaia radială  $ABr$ .

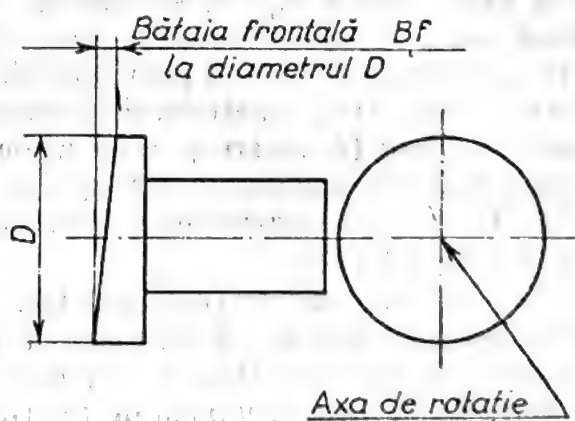


Fig. 1.34. Bătaia frontală  $ABf$ .

1. Bătaia frontală ( $ABf$ ) este egală cu diferența dintre distanța maximă și distanța minimă de la suprafața frontală reală la un plan perpendicular pe axa de rotație de referință, măsurată în limitele lungimii de referință sau la un diametru dat (fig 1.34). Se poate considera că bătaia frontală este un caz particular al neperpendicularității.



**Toleranța bății frontale (TBf)** este egală cu valoarea maximă admisă a bății frontale.

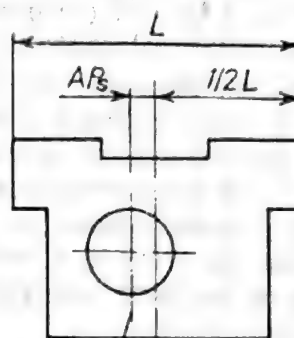
**g. Abaterea de la simetrie (asimetria) (APs)** este egală cu distanța maximă dintre planele (axele) de simetrie ale suprafețelor considerate, măsurată în limitele lungimii de referință sau într-un plan dat (fig. 1.35).

**Toleranța la simetrie (TPs)** este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la simetrie.

**h. Abaterea de la intersectare (ne-intersectarea) (APx)** este egală cu distanța minimă dintre două drepte adiacente sau dintre două axe, care, în poziția lor nominală, trebuie să fie concurente.

**Toleranța la intersectare (TPx)** este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la intersectare.

**i. Abaterea de la poziția nominală (APp)** a unei drepte, a axei unei suprafețe de rotație, a unui plan sau a unui plan de simetrie este egală cu distanța dintre dreapta adiacentă, axa suprafeței adiacente de rotație, planul adiacent sau, respectiv, planul de simetrie și poziția nominală a acestora, măsurată în limitele



Planul de simetrie al alezajului      Planul de simetrie al piesei

Fig. 1.35. Abaterea de la simetrie APs.

Tabelul 1.4

Simbolurile pentru toleranțele de poziție (după STAS 7385-66)

Denumirea toleranței	Simbolul	
	litteral	grafic
Toleranța la paralelism	TP <sub>l</sub>	
Toleranța la perpendicularitate	TP <sub>d</sub>	
Toleranța la înclinare	TP <sub>i</sub>	
Toleranța la coaxialitate și la concentricitate	TP <sub>c</sub>	
Toleranța bății radiale și a bății frontale	TP <sub>Br</sub> TP <sub>Bf</sub>	
Toleranța la simetrie	TP <sub>s</sub>	
Toleranța la intersectare	TP <sub>x</sub>	
Toleranța la poziția nominală	TP <sub>p</sub>	

lungimii de referință. Poziția nominală se determină față de una sau mai multe baze de referință sau față de alte elemente (drepte, axe, suprafețe).

*Toleranța la poziția nominală (TPp)* este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la poziția nominală.

Toleranțele de poziție sînt date pentru 12 clase de precizie, notate cu cifre romane de la I la XII (în ordinea descrescîndă a preciziei sau în ordinea crescîndă a valorilor toleranțelor).

Pe desenele de execuție ale pieselor, datele cu privire la toleranțele de poziție se înscriu într-un cadru dreptunghiular, împărțit în două sau trei căsuțe. În prima căsuță din stînga se trece simbolul grafic al toleranței de poziție, în a doua căsuță se trece valoarea toleranței, iar în căsuța a treia (eventual) — litera de identificare a bazei de referință. Cadrul cu toleranța de poziție se leagă de suprafața la care se referă printr-o linie terminată cu săgeata. Dacă este posibil, cadrul se leagă printr-o linie și de baza de referință, aceasta nemaiavînd literă de identificare.

În tabelul 1.4 sînt date simbolurile stabilite pentru toleranțele de poziție iar în figura 1.36 sînt prezentate cîteva exemple de modul cum se prescriu aceste toleranțe pe desenele de execuție.

## 1.5. RUGOZITATEA SUPRAFETELOR

Rugozitatea suprafețelor este definită ca ansamblul neregularităților ce formează relieful suprafețelor reale și al căror pas este relativ mic în raport cu adîncimea lor. Neregularitățile, care pot fi: striatii, rizuri, smulgeri de particule de material, urme de sculă, goluri, pori etc., apar la prelucrarea (mai ales, prin așchiere) a pieselor și se datoresc mișcării oscilatorii a vîrfului sculei, frecării dintre tăișul sculei și suprafața piesei, vibrațiilor de înaltă frecvență ale sculei sau mașinii-unelte etc. Forma și dimensiunile neregularităților depind de procedeul de prelucrare aplicat, de geometria sculei așchietoare, de regimurile de așchiere (în special de avans), de modul de formare a așchiei, de caracteristicile materialului prelucrat și de alți factori.

Conform STAS 5730/1-1975, rugozitatea suprafețelor este considerată abatere geometrică de ordinul 3 și 4 (abatere geometrică de ordinul 1 și 2 sînt considerate abaterea de formă și respectiv, ondulația suprafețelor).

Existența neregularităților pe suprafețele pieselor prezintă, în condiții funcționale mai severe, o serie de dezavantaje: micșorează suprafața efectivă de contact, uzura lor înrăutățește condițiile de frecare și de funcționare a pieselor, adînciturile lor constituie concentratori de tensiuni care duc la scăderea rezistenței la eforturi alternante a materialului piesei, scade etanșeitatea dinamică sau statică, prin tocirea asperităților se modifică (uneori substanțial) dimensiunile efective ale pieselor etc. Pe de altă parte, în absența neregularităților menținerea peliculei de ulei pe suprafețele de contact, la o ungere normală, este aproape imposibilă.

Practic, suprafețele de contact (mai ales în mișcare sau în cazurile unor asamblări de precizie ridicată) trebuie să aibă o anumită rugozitate, care se stabilește corespunzător condițiilor de funcționare: viteza de mișcare, mărimea suprafeței de contact, mărimea și caracterul solicitărilor, precizia dimensională și precizia formei geometrice ș.a.



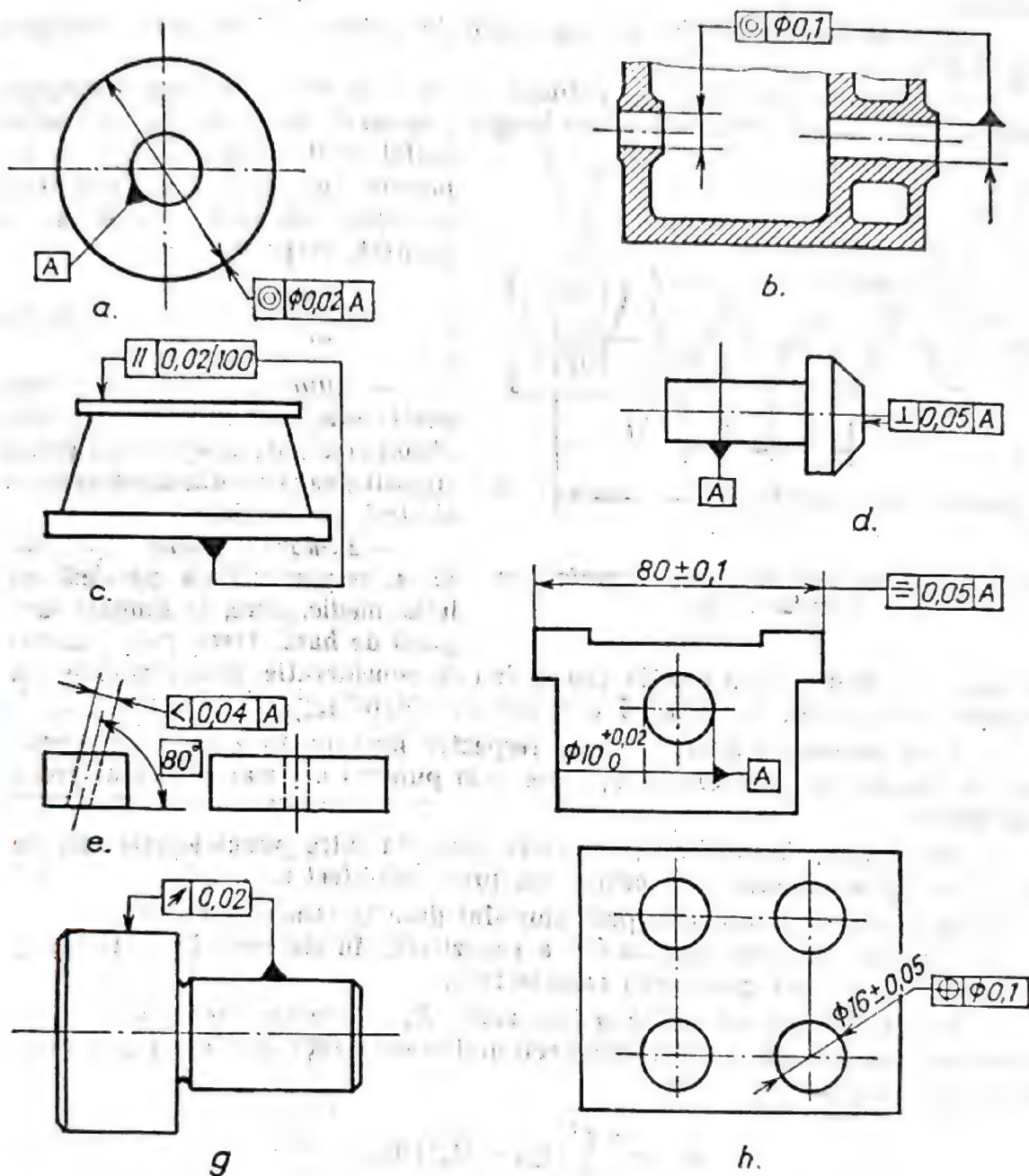


Fig. 1.36. Exemple de înscriere pe desen a toleranțelor de poziție :

a — la concentricitatea suprafețelor exterioare față de cea interioară (este un cerc concentric cu  $\varnothing 0,02$  mm); b — la coaxialitate a alezajului din stînga (este un cerc cu  $\varnothing 0,1$  mm concentric față de alezajul din dreapta); c — la paralelism a suprafeței superioare față de suprafața inferioară (este de 0,02 mm pe o lungime de 100 mm); d — la perpendicularitate a suprafeței frontale față de axa piesei; e — la unghiul de înclinare a axei găurii (este de 0,04 mm pe toată lungimea găurii); f — la simetrie (este de 0,05 mm dispusă simetric față de axa găurii A); g — bătăala radială maximă admisă (0,02 mm pe toată lungimea suprafeței date); h — la poziția axelor găurilor (este un cilindru cu  $\varnothing 0,1$  mm, coaxial cu poziția nominală).

La baza studierii rugozității, a stabilirii și calculului criteriilor de rugozitate stă, în principal, *sistemul liniei medii (sistemul M)*, în care, ca linie de referință, este aleasă linia medie a profilului sau o linie echidistantă cu aceasta.

Dintre termenii specifici ai rugozității în sistemul M se pot menționa (fig. 1.37) :

*Linia medie a profilului m*, definită ca linie de referință care are forma profilului nominal și care, în limitele lungimii de bază, împarte profilul efectiv astfel încât suma pătratelor ordonatelor ( $y_1, y_2, \dots, y_n$ ) profilului în raport cu această linie să fie minimă, respectiv :

$$\int_0^l y^2 dx = \text{minim.} \quad (1.39)$$

— *Lungimea de bază l*, respectiv lungimea liniei de referință aleasă convențional pentru a defini rugozitatea fără influența celorlalte abateri geometrice.

— *Linia exterioară a profilului e*, respectiv linia paralelă cu linia medie, care, în limitele lungimii de bază, trece prin punctul

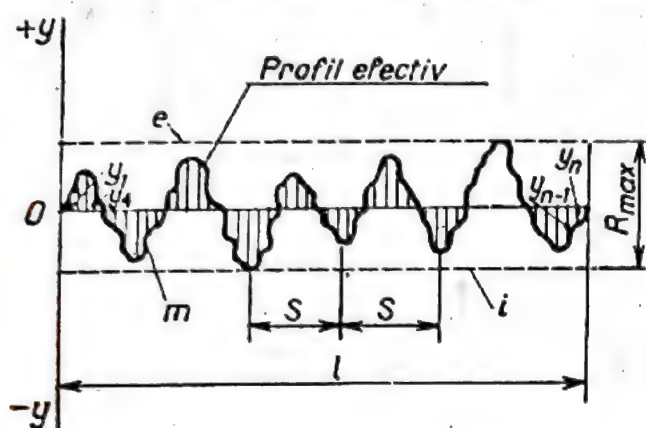


Fig. 1.37. Profilul efectiv al unei suprafețe cu neregularități.

cel mai înalt al profilului efectiv (nu se iau în considerație proeminențele cu caracter întâmplător, constituind o excepție evidentă).

— *Linia interioară a profilului i*, respectiv linia paralelă cu linia medie, care, în limitele lungimii de bază, trece prin punctul cel mai de jos al profilului efectiv.

— *Pasul neregularităților S*, respectiv distanța între punctele cele mai de sus a două proeminente consecutive ale profilului efectiv.

Definiții ale suprafețelor și profilelor sînt date în tabelul 1.1.

Pentru determinarea cantitativă a rugozității, în sistemul M se folosesc, în principal, următorii parametri caracteristici :

— *Abalarea medie aritmetică a rugozității  $R_a$* , respectiv media aritmetică a valorilor absolute ale ordonatelor profilului efectiv față de linia medie considerată ca origine (fig. 1.37) :

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y_R - R_p| dx_R \quad (1.40)$$

sau aproximativ

$$R_a = \frac{\sum_{i=1}^n |y_i|}{n}, \quad (1.41)$$

în care  $R_p = \frac{1}{l} \int_0^l (y_R) dx_R$  — adîncimea de nivelare a rugozității.

— *Adîncimea medie în 10 puncte a rugozității  $R_z$* , respectiv diferența între media aritmetică a ordonatelor celor mai de sus cinci proeminente și a ordo-



natelor celor mai de jos cinci goluri ale profilului efectiv, măsurate, în limitele lungimii de bază, de la o dreaptă paralelă cu linia medie și care nu intersectează profilul (fig. 1.38) :

$$R_z = \frac{(R_1 + R_3 + R_5 + R_7 + R_9) - (R_2 + R_4 + R_6 + R_8 + R_{10})}{5} \quad (1.42)$$

— Adâncimea totală a rugozității  $R_{max}$ , respectiv distanța, pe axa ordonatelor, între punctul cel mai înalt și punctul cel mai de jos ale profilului :

$$R_{max} = (y_R)_{max} - (y_R)_{min} \quad (1.43)$$

sau, mai simplu, distanța dintre liniile exterioară și interioară ale profilului (fig. 1.37).

În tabelul 1.5 sînt date valorile numerice standardizate ale abaterii medii aritmetice, adîncimii medii în 10 puncte  $R_z$  și adîncimii totale  $R_{max}$ . Valorile încadrate în dreptunghi sînt preferențiale.

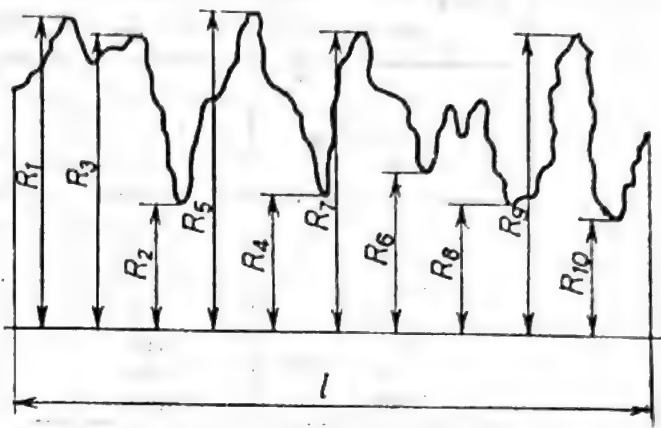


Fig. 1.38. Determinarea adîncimii medii a rugozității  $R_z$ .

Tabelul 1.5

Valorile numerice, în  $\mu m$ , ale parametrilor  $R_a$ ,  $R_z$ , și  $R_{max}$  (după STAS 5730/2-75)

$R_a$	$R_z, R_{max}$	$R_a$	$R_z, R_{max}$	$R_a$	$R_z, R_{max}$	$R_a$	$R_z, R_{max}$
0,008	0,025	0,125	0,50	2,5	10,0	50	200
0,010	0,032	0,160	0,63	3,2	12,5	63	250
0,012	0,040	0,20	0,80	4,0	16	80	320
0,016	0,050	0,25	1,00	5,0	20	100	400
0,020	0,063	0,32	1,25	6,3	25	125	500
0,025	0,080	0,40	1,60	8,0	32	160	630
0,032	0,100	0,50	2,00	10,0	40	200	800
0,040	0,125	0,63	2,5	12,5	50	250	1 000
0,050	0,160	0,80	3,2	16,0	63	320	1 250
0,063	0,20	1,00	4,0	20	80	400	1 600
0,080	0,25	1,25	5,0	25	100		
0,100	0,32	1,60	6,3	32	125		
	0,40	2,0	8,0	40	160		

În tabelul 1.6 este dat șirul valorilor numerice pentru lungimea de bază  $l$ .

Tabelul 1.6

Valorile numerice, în mm, ale lungimii de bază  $l$

0,08	0,25	0,80	2,5	8	25
------	------	------	-----	---	----

Valorile preferențiale ale parametrului  $R_a$  pot fi reprezentate și prin așa-numitele simboluri ale claselor de rugozitate. În tabelul 1.7 este dată corespondența între valorile preferențiale ale lungimii de bază  $l$  cu cele ale parametrilor  $R_a$  și respectiv,  $R_z$  (indicându-se și simbolul clasei de rugozitate pentru  $R_a$ ).

Tabelul 1.7

Correspondența valorilor preferențiale ale lungimii de bază  $l$  cu cele ale parametrilor  $R_a$  și  $R_z$  (după STAS 5730/2-75)

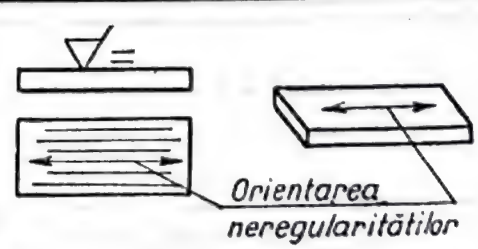
$R_a$		$R_z$	$l$
Simbolul clasei de rugozitate	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	mm
	maximum		
N0	0,012	0,063	0,08
N1	0,025	0,125	
N2	0,05	0,25	0,25
N3	0,10	0,5	
N4	0,20	1,0	
N5	0,40	2,0	
N6	0,80	4,0	0,8
N7	1,60	8,0	
N8	3,2	12,5	
N9	6,3	25	2,5
N10	12,5	50	
N11	25	100	8
N12	50	200	
N13	100	400	

La determinarea parametrilor de rugozitate se au în vedere orientarea neregularităților (imaginea dată de direcția predominantă a neregularităților care, în general, este determinată de procedeul utilizat pentru prelucrarea suprafeței) și direcția de măsurare care dă valoarea maximă a parametrului respectiv. Prin urmare, atunci când condițiile tehnice prescrise în desenul piesei finite nu precizează o anumită direcție, direcția de măsurare se alege astfel încât parametrii  $R_a$  și  $R_z$  să aibă valori maxime.

În tabelul 1.8 sînt date simbolurile pentru reprezentarea pe desen a orientării neregularităților (după STAS 612-75).

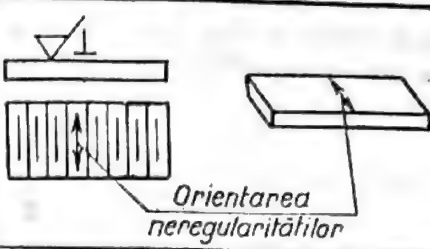
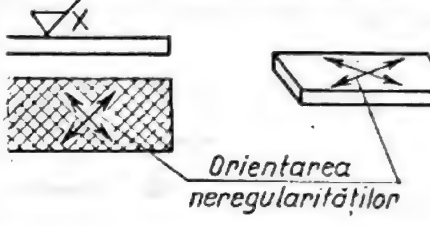
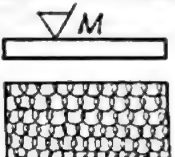
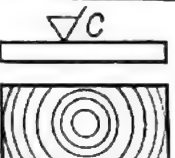
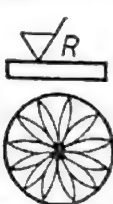
Tabelul 1.8

Simbolurile pentru reprezentarea pe desen a orientării neregularităților (după STAS 612-75)

Simbol	Orientarea neregularităților	Exemple
=	Paralelă cu planul de proiecție a suprafeței simbolizate	



Tabelul 1.8 (continuare)

Simbol	Orientarea neregularităților	Exemple
<b>L</b>	Perpendiculară pe planul de proiecție a suprafeței simbolizate	
<b>X</b>	Încrucișată, înclinată față de planul de proiecție a suprafeței simbolizate	
<b>M</b>	În mai multe direcții oarecare	
<b>C</b>	Aproximativ circulară și concentrică față de centrul suprafeței simbolizate	
<b>R</b>	Aproximativ radială față de centrul suprafeței simbolizate	

Înscrierea rugozității pe desenele de execuție se face conform STAS 612-75. În acest sens se utilizează simbolul de bază, prezentat în figura 1.39, *a* sau simbolurile derivate prezentate în figura 1.39, *b* (semnifică obligativitatea obținerii suprafeței respective printr-o operație finală de prelucrare cu îndepărtare de material) și 1.39, *c* (semnifică menținerea suprafeței respective în starea obținută prin stadiul precedent de fabricație). Înălțimea *h* se ia egală cu înălțimea dimensiunii nominale înscrise pe desen. Valoarea parametrului de rugozitate, exprimată în  $\mu\text{m}$ , se înscrie în semn, și ea reprezintă valoarea maximă admisă pentru suprafața respectivă. În cazul în care parametrul de rugozitate este  $R_a$ , acesta se indică, de preferință prin valoarea sa numerică (fig. 1.39, *d*) fără a fi precedat de vreun simbol, sau prin simbolul clasei de rugozitate corespunzătoare (fig. 1.39, *e*), pe un desen utilizându-se numai unul din cele două moduri de notare menționate. Valoarea numerică a oricărui alt parametru de rugozitate trebuie să fie precedată de simbolul parametrului respectiv

(fig. 1.39, f). Dacă este necesară indicarea valorilor limită admisibile ale parametrului de rugozitate, prescrierea se face ca în figura 1.39, g. Când lungimea de bază  $l$  este diferită de cea prescrisă în STAS 5730/2-75 (vezi tab. 1.7), valoarea ei se înscrie sub brațul cu care simbolul de bază al rugozității se prelungește spre dreapta (fig. 1.39, h), iar datele suplimentare privind tehnologia de prelucrare a suprafeței se scriu pe brațul simbolului de bază (fig. 1.39, i). În cazul

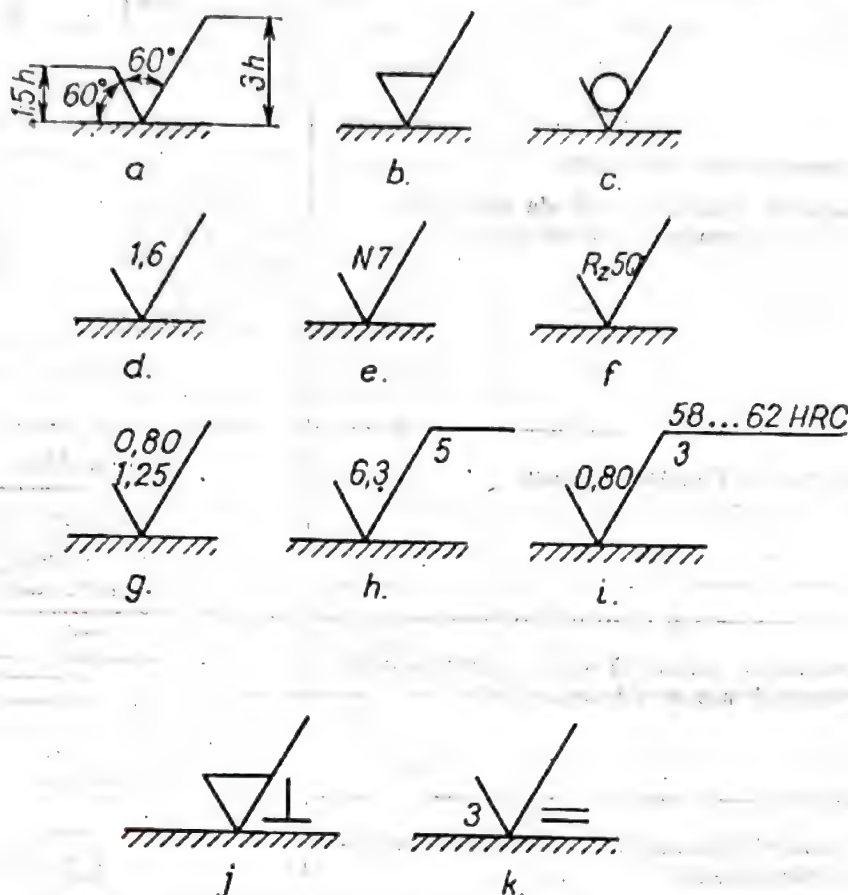


Fig. 1.39. Înscrierea rugozității suprafețelor pe desenele de execuție.

rile când este absolut necesar, simbolul orientării neregularităților se trece în partea din dreapta jos a simbolului de bază (fig. 1.39, j), iar valoarea, în mm, a adaosului de prelucrare — în stânga jos (fig. 1.39, k).

## 1.6. ONDULAȚIA SUPRAFETELOR

Prin undulația suprafețelor se înțelege ansamblul neregularităților periodice al căror pas este de câteva ori mai mare decât adâncimea lor. Ondulația este considerată abatere geometrică de ordinul 2.

Principalul parametru de apreciere a ondulației este adâncimea medie  $W_z$  în cinci puncte, care este egală cu media aritmetică a cinci înălțimi maxime ale ondulației, determinate în limitele a cinci lungimi de bază egale (fig. 1.40) :

$$W_z = \frac{W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5}{5} \quad (1.44)$$



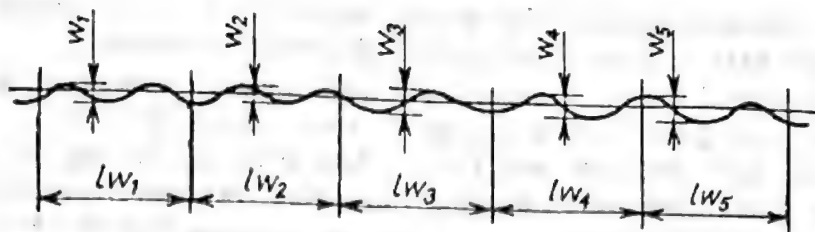


Fig. 1.40. Ondulația suprafețelor.

În tabelul 1.9 sînt date valorile recomandate pentru adîncimea medie în cinci puncte a ondulației  $W_z$ .

Ondulația unei suprafețe se prescrie numai atunci cînd acest lucru este absolut necesar din punct de vedere funcțional și, prin procedeul de prelucrare aplicat, este posibilă generarea ondulației.

Valorile, în  $\mu\text{m}$ , recomandate pentru adîncimea medie a ondulației  $W_z$  (după STAS 5730/2-75)

Tabelul 1.9

0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50	100	200
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	----	----	-----	-----

Cauzele apariției ondulației pot fi : abaterile de formă ale tăişului sculei, vibrațiile de joasă frecvență ale sculei sau ale mașinii-unelte etc.

### 1.7. INFLUENȚA COMUNĂ A DIFERIȚILOR FACTORI DE PRECIZIE ASUPRA FUNCȚIONĂRII PIESELOR ȘI ORGANELOR DE MAȘINI

Practica exploatării diferitelor tipuri de utilaje și aparate arată că factorii de precizie, analizați mai înainte, au o influență comună asupra funcționării pieselor componente. Această influență comună, cu anumite consecințe funcționale, este, de fapt, rezultanta influențelor individuale ale respectivilor factori. Dar, în fiecare caz particular, ponderea, ca influență, a unui anumit factor de precizie este mai mare, mai mică sau chiar egală cu a celorlalți.

Astfel, într-un număr mare de asamblări, abaterile de formă geometrică și de poziție sînt limitate chiar prin toleranța la dimensiune, ceea ce înseamnă că precizia dimensională, precizia formei geometrice și precizia poziției suprafețelor de asamblare au aproximativ aceeași influență asupra funcționării asamblărilor date. În aceste cazuri, rugozitatea poate fi socotită normală și corespunzătoare dacă raportul rugozitate ( $R_z$ ) pe toleranța la dimensiune ( $T_D$  sau  $T_d$ ) este de 0,10 ... 0,25 (valori mai mici pentru toleranțe mari și invers).

În cazurile importante, la piesele cu suprafețe de contact în mișcare (de exemplu, în lagărele de fricțiune), abaterile de formă prea mari (chiar în limitele toleranțelor la diametre) precum și microneregularitățile prea înalte provoacă foarte des uzura neuniformă și rapidă a suprafețelor și depășirea dimensiunilor limită ( $D_{max}$  la alezaje și respectiv  $d_{min}$  la arbori); în ultimă instanță, jocul efectiv devine mai mare ca jocul maxim admis. Chiar cînd jocul maxim admis nu este depășit, abaterile de formă și rugozitatea necorespunzătoare



determină micșorarea contactului dintre suprafețe și o distribuție neuniformă a umerii, fapt care face ca funcționarea să fie defectuoasă.

În cazul ajustajelor cu stringere, abaterile de formă excesive și rugozitatea necorespunzătoare pot duce la obținerea unor stringeri efective mai mici ca  $S_{min}$ , întrucât, prin presare, microneregularitățile se distrug în mare parte (se schimbă corespunzător și dimensiunile efective), iar contactul numai pe anumite porțiuni (din cauza abaterilor de formă) nu asigură rezistența asamblării.

Reiese, din cele expuse, că la ajustajele cu joc, intermediare sau cu stringere, cu rol funcțional important, abaterile de formă trebuie să fie prescrise special pe desenele de execuție, iar rugozitatea suprafeței  $R_z \leq 0,20 T_d$ , respectiv  $R_z \leq 0,20 T_d$ .

Abaterile de poziție prea mari ale unor suprafețe de bază (de exemplu, necoaxialitatea, neparalelismul, neperpendicularitatea sau neintersectarea axelor lagărelor) determină, în mod automat, poziția incorectă a arborilor și roților dințate în ansamblurile de tipul cutiilor de viteze, ceea ce, în continuare, are drept consecință uzura foarte rapidă și ieșirea din funcțiune a pieselor respective (chiar și în situațiile când ceilalți factori de precizie au valori optime).

În concluzie, se poate spune că, la proiectarea și realizarea oricărei asamblări, proiectantul și tehnologul trebuie să țină seama de toți factorii de precizie, fără excepție, astfel ca asamblarea să se găsească de la început în condiții bune de funcționare, să coste cât mai ieftin și să aibă o durată de servicii cât mai mare.



## 2

# INTERSCHIMBABILITATEA ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

### 2.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Prin *interschimbabilitate* se înțelege proprietatea pe care o au anumite piese finite, subansambluri sau ansambluri de același fel de a putea fi montate în ansamblul ori mașina respectivă sau de a se putea înlocui reciproc fără selecționare prealabilă și fără lucrări suplimentare de ajustare (prelucrare la montaj). Funcționarea mașinii sau, în general, a utilajului, în care se folosesc elemente interschimbabile, trebuie să corespundă, și după înlocuirea acestora, condițiilor tehnice prescrise.

În majoritatea cazurilor, interschimbabilitatea se referă la toate categoriile de parametri (geometrici, de compoziție chimică, fizico-mecanici, de structură etc.), care determină integral calitatea pieselor și a produselor finite. Legat, însă, de realizările tehnico-științifice în producție și, mai ales, de tendința de înlocuire a materialelor scumpe și deficitare cu altele mai ieftine, dar cu aceleași caracteristici, interschimbabilitatea se poate realiza chiar și pe baza numai a câtorva categorii de parametri (de exemplu, înlocuirea unor roți dințate din oțel cu roți dințate din materiale plastice polistirenice, poliamidice sau stratificate, având aceeași parametri geometrici și de rezistență). Ca urmare, piesele finite, subansamblurile și ansamblurile interschimbabile pot fi înlocuite cu piese, subansambluri sau ansambluri executate după același desen de execuție respectiv proiect de execuție și cu același rol funcțional.

Ca necesitate, interschimbabilitatea a apărut odată cu producția de serie și, apoi, de masă a produselor și cu exploatarea simultană a unui număr mare sau foarte mare de mașini și utilaje de același tip. În prezent, pentru producția și exploatarea unei varietăți impresionante de mijloace de producție și bunuri de consum (cu caracter tehnic, nealimentar), interschimbabilitatea constituie o condiție obligatorie din punctul de vedere al productivității, calității, prețului de cost și duratei de funcționare. La rîndul ei, interschimbabilitatea impune o foarte bună organizare a muncii și o disciplină severă atît în ce privește respectarea integrală a tehnologiei de fabricație, cît și în ce privește condițiile de exploatare și de întreținere a utilajelor.



## 2.2. INTERSCHIMBABILITATEA ÎN PRODUCȚIE

Interschimbabilitatea în producție presupune prelucrarea pieselor, în diferite faze ale procesului tehnologic, după desene de execuție complete, astfel că asamblarea produselor finite se simplifică foarte mult (nu se execută lucrări suplimentare de ajustare), devine un proces stabil cu rezultate sigure, foarte productiv și economic. Acest lucru se realizează cu însemnate cheltuieli pregătitoare și de producție, dar, în ultimă instanță, totul este compensat de productivitatea și eficiența economică înaltă.

Asigurarea interschimbabilității în producție este posibilă numai prin executarea pieselor și a suprafețelor de asamblare în strictă conformitate cu prescripțiile tehnice referitoare la felul și proprietățile materialului, la precizia dimensională, la precizia de formă și de poziție și la rugozitate. Cu alte cuvinte, în procesul de producție se creează produsul concret cu anumite caracteristici metrologice și de altă natură, respectiv cu o anumită calitate care să corespundă rolului funcțional stabilit. Dar, caracteristicile metrologice (și de altă natură) sînt impuse de proiectant. De multe ori, aceste caracteristici tehnice prevăd jocuri, stringeri, abateri de formă etc. în limite foarte strînse, ceea ce înseamnă toleranțe mici sau chiar foarte mici la parametrii respectivi. Ca urmare, în producție apar serioase dificultăți de ordin tehnologic, întrucît micșorarea exagerată a toleranțelor duce la creșterea excesivă a greutăților de realizare și a prețului de cost. Rezultă că soluția constructivă a oricărui produs trebuie să corespundă necesităților de funcționare și exploatare, dar, în același timp, să fie cît mai ușor realizabilă (cît mai tehnologică) și la un preț de cost cît mai scăzut. Totodată, erorile de indicație ale metodelor și mijloacelor de măsurare și control utilizate trebuie să fie minime în condițiile date, deoarece, în caz contrar, se pot rebuta piese bune sau se pot admite piese necorespunzătoare. Reiese, din cele expuse, că interschimbabilitatea se bazează pe o legătură cît se poate de strînsă între proiectarea, tehnologia de fabricație și controlul oricărui produs în construcția de mașini. De reținut că interschimbabilitatea se obține și se respectă cu atît mai ușor, cu cît piesele și produsele finite au o formă mai simplă, un număr mai mic de dimensiuni și condiții de precizie mai ușoare.

Eficiența economică și interschimbabilitatea sînt probleme organic legate între ele și amîndouă au o importanță hotărîtoare în producția de serie mare și de masă. Din contra, în producția de unicate și de serie mică, condițiile tehnice prescrise (chiar cele mai severe) se respectă destul de ușor prin executarea unor lucrări de ajustare sau de potrivire la asamblare și prin efectuarea unui număr mare de măsurări, cu toate că acestea scumpesc simțitor produsul.

## 2.3. INTERSCHIMBABILITATEA ÎN EXPLOATARE

Interschimbabilitatea în exploatare este obligatorie în cazurile cînd zeci sau sute de mii de mașini și utilaje de același tip (autocamioane, autoturisme, tractoare, mașini-unelte etc.) lucrează simultan în diferite ramuri ale economiei naționale sau ale vieții sociale. Durata de servicii a organelor mai importante din punct de vedere funcțional și cu solicitările cele mai mari fiind mai mică sau foarte mică în comparație cu a celorlalte organe componente, prin forța



lucrurilor un număr însemnat din aceste mașini și utilaje se defectează și sînt scoase din procesul de producție sau de exploatare. Înlăturarea operativă a defectiunilor și reîntrarea respectivelor mașini și utilaje în lucru (în procesul de producție sau în exploatare, în general) nu ar fi posibilă fără interschimbabilitate. În exploatare, interschimbabilitatea înseamnă, pe scurt, următoarele: la tipurile de mașini și utilaje considerate, întreprinderile producătoare livrează, odată cu produsul, și un număr de piese de schimb dintre cele mai solicitate funcțional sau pune la dispoziția beneficiarilor aceste piese de schimb prin rețeaua comercială; în aceste condiții, înlăturarea defectiunilor se reduce, de cele mai multe ori, la înlocuirea pieselor defecte cu piese de schimb de același fel. Evident, procesul de înlocuire este mai simplu sau mai complicat, în funcție de complexitatea produsului, natura defectiunii etc. și, din aceleași motive, el poate avea loc fie direct la locul de lucru, fie în ateliere sau secții specializate.

Necesitatea reducerii la minimum a pierderilor cauzate de inactivitatea utilajelor defecte și a prețului de cost al reparațiilor impune organizarea unor servicii de întreținere și reparații bine puse la punct. În întreprinderile industriale există un serviciu și o secție specială de întreținere a fondurilor fixe; pentru mijloacele de transport se organizează o rețea cu numeroase puncte și ateliere de reparații bine dotate în acest sens etc. Interschimbabilitatea, respectiv existența pieselor de schimb (unde este posibil și rațional) are, în aceste cazuri, o eficiență tehnico-economică apreciabilă. De menționat că, în întreprinderile industriale, întreținerea și repararea utilajelor trebuie să aibă un caracter preventiv (înainte de apariția defectiunilor propriu-zise) și să fie planificate, pentru a nu afecta cît de cît producția în atelierele și secțiile de bază.

În funcție de o serie întreagă de condiții, interschimbabilitatea poate fi *completă* sau *limitată*. În primul caz, piesele sau produsele de același fel sînt interschimbabile indiferent de data și locul fabricației, de data și locul utilizării, de condițiile climatice sau de sol etc.

Interschimbabilitatea completă se întîlnește foarte rar și, de obicei, numai la unele organe de mașini standardizate sau normalizate pe plan internațional (șuruburi și piulițe, șaibe, diferite piese de armături, rulmenți etc.).

Interschimbabilitatea limitată se întîlnește, în prezent, la aproape toate produsele executate în serie mare sau în masă, fiind condiționată de locul și data fabricației, de perfecționările sau îmbunătățirile continui aduse produselor, de condițiile de exploatare și de alți factori.

În concluzie, interschimbabilitatea este o condiție absolut necesară și obligatorie în producția de serie și de masă, se realizează printr-o tehnologie bine pusă la punct și stabilă, asigură o înaltă eficiență economică atât în producție, cît și în exploatare și determină legături de dependență între proiectarea, tehnologia de fabricație și controlul produselor.

# 3

## NOȚIUNI DE BAZĂ ÎN LEGĂTURĂ CU MĂSURĂRILE TEHNICE

### 3.1. MĂSURARE, CONTROL VERIFICARE. IMPORTANȚA CONTROLULUI TEHNIC ÎN PRODUȚIE

*Măsurarea* este procesul sau operația experimentală prin care cu ajutorul unui mijloc de măsurare (măsură, instrument, aparat etc.) și în anumite condiții, se determină valoarea unei mărimi date, în raport cu o unitate de măsură dată sau în raport cu o mărime luată ca unitate de măsură. De asemenea, măsurarea poate fi definită și ca un proces de cunoaștere, comparativ, între mărimea dată și unitatea de măsură sau unul din multiplii ori submultiplii săi. Astfel, de exemplu, prin măsurare se determină diametrul unei piese cilindrice sau lungimea unei piese oarecare. De cele mai multe ori, măsurarea propriu-zisă are mai mult un caracter cantitativ și se termină odată cu aflarea valorii dimensiunii date.

*Controlul*, în schimb, include și ideea de calitate, deoarece cuprinde atât operația de măsurare, cât și procesul de comparare a valorii măsurate cu o valoare de referință. De aceea, prin control se stabilește, în ultimă instanță, dacă valoarea mărimii respective corespunde condițiilor inițiale impuse.

Mai apropiată de noțiunea de control este noțiunea de *verificare*, al cărei scop final este tot de a se stabili dacă valoarea determinată corespunde valorii sau valorilor impuse.

De menționat că, de obicei, în practica de producție, noțiunile de măsurare, control, verificare nu sînt bine delimitate, ele folosindu-se, aproximativ, în mod egal.

*Certificarea*, efectuată, în general, numai pentru mijloacele de măsurare, este o măsurare care se execută cu o atenție deosebită și prin care valoarea efectivă sau abaterea efectivă se determină cu o precizie ridicată; rezultatele măsurării se înregistrează într-un certificat, care însoțește mijlocul de măsurare și sînt utilizate atunci cînd se urmărește mărirea preciziei măsurărilor executate cu ajutorul mijloacelor de măsurare respective.



În condițiile actuale de pregătire și desfășurare a proceselor de producție, măsurările au o importanță hotărâtoare, deoarece numai prin măsurare pot fi cunoscute valorile parametrilor caracteristici ai produselor, stabilindu-se, în acest fel, calitatea acestora.

Măsurarea, controlul, verificarea și alegerea mijloacelor de măsurare corespunzătoare constituie, în prezent, o problemă de optimizare tehnico-economică, la rezolvarea căreia trebuie să participe serviciile uzinale de proiectare, tehnologie și metrologie.

### 3.2. UNITĂȚI DE MĂSURĂ ȘI MIJLOACE DE MĂSURARE

În sens larg, prin unitate de măsură se înțelege :

- mărimea, de aceeași speță cu mărimea de măsurat, care este aleasă în mod arbitrar ca termen de comparație ;
- cantitatea adoptată ca măsură unitară și în funcție de care se exprimă valoarea mărimilor de aceeași natură ;
- mărimea care servește ca măsură de bază pentru toate mărimile de același fel.

Pentru stabilirea unității de măsură se impune stabilirea condițiilor următoare :

- să fie bine definită, pentru a fi ușor și univoc înțeleasă ;
- să poată fi ușor reprodusă fizic și să poată fi ușor păstrată ;
- să poată fi ușor și cu o anumită precizie comparabilă cu mărimea de măsurat.

Rezultatul oricărei măsurări este valoarea efectivă  $E$  care, în raport cu unitatea de măsură corespunzătoare, arată de câte ori ea este mai mare (sau mai mică) decât unitatea de măsură  $U$ , conform relației :

$$E = K \cdot U, \quad (3.1)$$

unde  $K$  este un număr întreg sau zecimal.

În domeniul mecanicii (al mecanismelor și organelor de mașini), precum și la subansamblurile sau ansamblurile diferitelor mașini și utilaje, măsurarea elementelor geometrice înseamnă, de fapt, măsurări de lungimi și de unghiuri.

Deoarece în R.S. România este adoptat Sistemul Internațional (SI) de unități de măsură, în cele ce urmează mărimile geometrice (lungimi, arii, volume, unghiuri plane, unghiuri solide etc.) se definesc corespunzător acestui sistem.

Unitatea de măsură pentru lungimi este *metrul*, care se definește ca fiind lungimea egală cu 1 650 763,73 lungimi de undă, în vid, ale radiației care corespunde tranziției atomului de kripton 86 între nivelele sale  $2p_{10}$  și  $5d_5$ .

De cele mai multe ori, însă, în tehnică se folosesc ca unități de măsură submultipli metrului : milimetrul (mm) egal cu 0,001 m (pentru valori absolute ale dimensiunilor) și micrometrul ( $\mu\text{m}$ ) egal cu  $1 \cdot 10^{-6}$  m (de obicei, pentru abateri și toleranțe).

Unitatea de măsură pentru unghiuri este gradul sexagesimal ( $\dots^\circ$ ) cu submultipli săi : minutul ( $\dots'$ ) și secunda ( $\dots''$ ). Un grad sexagesimal = 60 min = 3 600 s, sau  $1^\circ = 60' = 3 600''$ . Ca unitate de măsură suplimentară pentru unghiuri poate fi folosit radianul, definit în (SI) ca „Unghiul plan cu vârful în

centrul unui cerc, care delimitează pe circumferință un arc de lungime egală cu raza cercului". Un radian este egal cu  $57^{\circ}17'44''$  sexagesimale.

Pentru măsurarea unghiurilor plane se mai folosește și gradul centesimal (... $^s$ ) sau gradul nou (unghiul obținut prin împărțirea unghiului drept în 100 de unghiuri egale) cu submultiplii săi minutul centesimal (... $^c$ ) și secunda centesimală (... $^cc$ ). Un grad centesimal =  $100^c = 10\,000^{cc}$ .

Mijloacele de măsurare (respectiv mijloacele cu ajutorul cărora se determină cantitativ mărimile de măsurat) se clasifică, de obicei, după precizie, după complexitate sau după destinație. Cea mai frecventă și generală clasificare este următoarea :

- *măsuri*, care sînt corpuri, substanțe etc., cu ajutorul cărora se reproduce sau se concretizează unitatea de măsură. Se deosebesc : *măsuri cu valoare constantă*, care reproduc fie unitatea de măsură, fie multiplii sau submultiplii săi, de exemplu : metrul și riglele fără diviziuni, calele plan-paralele și calele unghiulare ; *măsuri cu valoare variabilă*, care reproduc orice valoare multiplu sau submultiplu al unității de măsură între două limite, de exemplu : metrul și riglele cu diviziuni, metrul-comparator, ruleta, cadranul gradat circular, raportoarele etc. ;

- *etaloane*, respectiv *măsuri model* sau *aparate de măsură model*, care reproduc unitatea de măsură cu cea mai înaltă precizie metrologică. Etaloanele servesc la materializarea, păstrarea și transmiterea unității de măsură. Se deosebesc : *etaloane naționale* — etaloane care constituie materializarea unităților de măsură și care formează baza de transmitere a acestora : *etaloane principale* — etaloane care transmit unitățile de măsură la etaloanele de ordin inferior ; *etaloane de verificare* — etaloane care transmit unitățile de măsură la mijloacele de măsurare de lucru ;

- *calibre*, care sînt instrumente fără diviziuni și care servesc la limitarea variației (abaterilor) dimensiunilor, formei geometrice și poziției reciproce a suprafețelor pieselor ;

- *mijloace universale de măsurare*, care sînt instrumente și aparate de măsurare cu scară gradată, cu ajutorul cărora se determină valori efective sau abateri efective ale mărimilor măsurate în anumite limite ;

- *mijloace speciale de măsurare*, care sînt instrumente sau aparate pentru măsurarea mărimilor metrologice caracteristice unor suprafețe sau asamblări specifice, de exemplu : micrometrul pentru filete, micrometrul cu talere pentru roți dințate, evolvermetrul etc. ;

- *mijloace de măsurare de înaltă productivitate*, care pot fi dispozitive de control, mașini automate de măsurare, instalații de sortare, instalații pentru controlul statistic etc., cu o productivitate înaltă, destinate măsurării și controlului în producția de serie mare sau de masă.

Clasificarea mijloacelor de măsurat lungimi după principiul de funcționare și felul elementelor constructive este dată în STAS 4201-75 (vezi și cap. 5, 8, 9, 10, 11, 12, 14 și 15).

### 3.3. METODE DE MĂSURARE

Prin metodă de măsurare se înțelege totalitatea operațiilor executate pentru măsurarea valorilor unei anumite mărimi cu ajutorul unui anumit mijloc de măsurare (instrument, aparat etc., avînd anumite caracteristici,



de exemplu, de precizie, de productivitate etc.), în anumite condiții exterioare (temperatura și umiditatea mediului, existența sau lipsa vibrațiilor etc.), în anumite condiții specifice (de exemplu, poziția piesei în timpul măsurării, numărul și poziția punctelor sau secțiunile în care se execută măsurarea, numărul de măsurări în același punct) și cu anumite condiții de prelucrare și interpretare a rezultatelor.

Alegerea metodei de măsurare depinde de mai mulți factori: forma și greutatea piesei, felul dimensiunii ce se măsoară, precizia impusă la prelucrare, productivitatea care trebuie să fie asigurată prin măsurare (și care trebuie, în general, să corespundă productivității prelucrării), simplitatea sau complexitatea metodei, prețul de cost al mijlocului de măsurare folosit etc. Prin urmare, rezultă că metoda de măsurare optimă din punct de vedere tehnico-economic nu poate fi stabilită la întâmplare, ci, pentru fiecare caz concret, pe baza unei analize premergătoare în funcție de factorii indicați mai sus.

Dacă se ține seama în mod special de precizia pe care o asigură, metodele de măsurare se pot clasifica în două grupe: *metode de laborator*, care aproape întotdeauna țin seama de erorile de măsurare și dau deci o precizie mai mare (de ex. măsurarea repetată a unei dimensiuni, ca valoare efectivă fiind considerată media aritmetică a valorilor individuale) și *metode tehnice*, aplicate obișnuit în producție, prin care rezultatul unei singure măsurări este considerat ca valoarea efectivă a dimensiunii sau abaterii măsurate. În cadrul metodelor tehnice nu este necesară determinarea erorii de măsurare, întrucât mijloacele de măsurare folosite au o eroare limită (eroarea de clasă) cunoscută și suficient de mică pentru scopul practic considerat.

La rindul lor, metodele de laborator și mai ales cele tehnice se clasifică așa cum se arată în tabelul 3.1.

De menționat că, după această clasificare, orice metodă de măsurare poate fi în același timp: absolută sau relativă, directă sau indirectă, complexă sau diferențială, cu contact sau fără contact.

În aplicarea metodelor de măsurare se pot da următoarele indicații: metodele relative (comparative) sînt mai productive decît cele absolute, aparatul (comparatorul) fiind reglat o singură dată pentru mai multe măsurări; metodele directe sînt mai precise, în general, decît cele indirecte, întrucît rezultatele nu sînt afectate de o serie de erori (erorile de măsurare ale mărimii sau ale mărimilor care se măsoară și erorile de calcul ale mărimii căutate); metodele fără contact nu sînt afectate de erorile datorate forței de măsurare.

### 3.4. INDICI METROLOGICI PRINCIPALI AI MIJLOACELOR DE MĂSURARE

În general, orice instrument sau aparat de măsurare este constituit din trei părți principale: sistemul de palpate, mecanismul de amplificare și dispozitivul indicator.

*Sistemul de palpate*, care poate avea o formă mai complicată (de exemplu, un ac palpator și un traductor inductiv ca la aparatele inductive pentru măsurarea rugozității sau un palpator prevăzut cu o suprafață de măsurare și tija palpatorului ca la comparatorul cu cadran circular) sau mai simplă (de exemplu, două ciocuri prevăzute cu suprafețe de măsurare ca la șubler), vine în contact

Clasificarea metodelor de măsurare

Tabelul 3.1

Denumirea metodei	Definiție	Exemple
<b>Absolută</b>	Se determină valoarea absolută (totală) a mărimii (dimensiunii) măsurate	Măsurarea diametrului cu ajutorul șublerului, al micrometrului sau al microscopului de atelier etc.
<b>Relativă (comparativă)</b>	Se determină abaterea efectivă a mărimii date față de valoarea nominală sau (mai corect) față de valoarea medie prescrisă a aceleiași mărimi	Măsurarea cu ajutorul oricărui aparat comparator (comparatorul cu cadran circular, minimetrul, optimetrul etc.)
<b>Directă</b>	Se determină nemijlocit (prin citire directă pe instrument sau aparat) valoarea absolută sau abaterea mărimii date	Măsurarea lungimilor sau a diametrelor direct cu ajutorul șublerului, micrometrului sau al oricărui comparator
<b>Indirectă</b>	Se măsoară una sau mai multe mărimi care intră într-o relație, într-un grafic sau într-o tabelă pentru determinarea valorii absolute sau a abaterii mărimii căutate	Determinarea unghiului de conicitate cu ajutorul riglei sinus; determinarea diametrului mediu la filete prin metoda celor trei sirme
<b>Complexă</b>	Se determină conturul efectiv al suprafețelor complexe sau suma erorilor diferitelor elemente (mărimi) caracteristice	Controlul danturii roților dințate cu ajutorul proiecteurului sau verificarea filetelor cu ajutorul calibrelor partea trece
<b>Diferențiată (pe elemente)</b>	Se determină valoarea absolută sau abaterea fiecărei mărimi caracteristice a unei suprafețe	Măsurarea diametrului mediu, a unghiului de profil și a pasului la filete
<b>Cu contact</b>	Suprafața de măsurare a instrumentului sau a aparatului vine în contact cu suprafața piesei care se măsoară	Măsurarea cu ajutorul instrumentelor sau a aparatelor cu palpator
<b>Fără contact</b>	Mijlocul de măsurare nu este prevăzut cu suprafață de măsurare sau cu palpator și deci nu se realizează un contact direct cu mecanismul de amplificare al aparatului	Măsurarea cu ajutorul proiecteurului, al microscopului de atelier sau universal etc.



cu suprafața piesei în timpul măsurării acesteia. Unele aparate, cum ar fi cele optice sau pneumatice, sînt lipsite de palpator sau de suprafețe de măsurare, deci măsurarea se execută fără contact.

**Mecanismul de amplificare**, foarte diferit ca principiu constructiv și funcțional, are rolul de a mări precizia la determinarea valorilor absolute ale dimensiunilor sau de a amplifica variațiile (abaterile) efective ale dimensiunilor.

**Mecanismul indicator**, care arată, sub o formă perceptibilă, rezultatele măsurărilor efectuate, poate fi o scară gradată, o scară gradată și un ac indicator, un reper, un spot luminos etc. Unele mijloace de măsurare sînt prevăzute cu un mecanism de înregistrare a rezultatelor sub formă de valori individuale sau sub forma unei diagrame.

Totodată, mijloacele de măsurare (figura 3.1) mai sînt prevăzute cu diferite mecanisme auxiliare: pentru limitarea forței de măsurare, pentru înlăturarea jocurilor la mișcarea reversibilă etc., iar unele din ele, ca, de exemplu, aparatele comparatoare, se montează în suporturi de diferite tipuri.

Metodele și mijloacele de măsurare sînt caracterizate printr-o serie de indici metrologici. Principalii indici metrologici sînt:

— **scara gradată**, totalitatea reperelor dispuse de-a lungul unei linii drepte sau curbe, care reprezintă un șir de valori succesive ale mărimii de măsurat;

— **reper**, semne care limitează diviziunile și care au formă de liniuțe cu diferite lungimi, trasate perpendicular pe linia scărilor gradate.

În funcție de poziția reperului cu valoarea 0 (zero), scările gradate sînt de trei feluri: cu zero ca una din limite, de obicei limita inferioară (fig. 3.2, a), de exemplu, scara gradată a riglelor, a șublerului etc.; cu zero la mijloc (fig. 3.2, b), de exemplu, scara gradată a aparatelor comparatoare, cu ajutorul cărora se măsoară abaterile (pozitive sau negative); cu zero în afara scării (fig. 3.2, c), în acest ultim caz considerîndu-se, de fapt, că se trasează și se folosește numai o porțiune din scara gradată (de ex., la micrometrele cu limitele de măsurare 25–50 mm, la termometrele medicale etc.).

După formă, scările gradate pot fi: drepte (fig. 3.2, a) de ex. la riglă sau la șubler, curbe (fig. 3.2, b, de ex., la ortotest) și circulare (de ex., la comparatorul cu roți dințate); unele mijloace de măsurare (măsurile simple, calele etc.) nu au scară gradată.

— **diviziune**, intervalul sau distanța dintre centrele ori axele a două repere consecutive ale

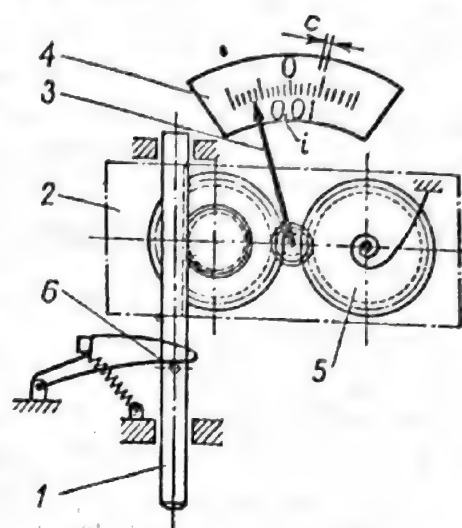


Fig. 3.1. Principalele părți constructive ale mijloacelor de măsurare:

1 — tijă palpatorului; 2 — mecanism de amplificare; 3 — ac indicator; 4 — scară gradată; 5 — mecanism de compensare a jocului lateral între dinți; 6 — mecanism de limitare a forței de măsurare; c — diviziunea scării gradate; i — valoarea diviziunii.

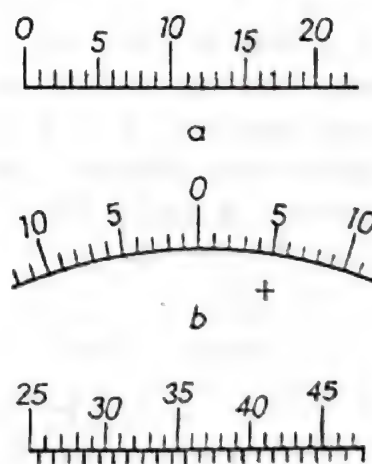


Fig. 3.2. Scări gradate:

a — cu zero ca limită inferioară; b — cu zero la mijloc; c — cu zero în afara scării.

scării gradate. La scările gradate fără mărire optică, distanța optimă între două repere consecutive este de 1...2,5 mm; în relațiile de calcul, diviziunea se notează, de obicei, cu litera „c” (fig. 3.1);

— *valoarea diviziunii*, valoarea mărimii măsurate sau valoarea variației mărimii măsurate corespunzătoare unei diviziuni (sau deplasării acului indicator cu o diviziune). Acest indice se înscrie, la fiecare aparat, pe cadranul scării gradate (fig. 3.1) și în relațiile de calcul se notează cu litera „i”;

— *indicația aparatului de măsurare*, valoarea rezultată în urma măsurării cu aparatul respectiv, obținută prin înmulțirea indicațiilor citite pe scara gradată cu constanta aparatului; când constanta este egală cu 1, indicația aparatului este egală chiar cu indicația citită pe scara gradată;

— *precizia citirii*, precizia atinsă la citirea indicațiilor pe scara gradată a unui anumit aparat; în condiții de laborator, precizia citirii poate ajunge pînă la 0,1 dintr-o diviziune, dar în producție este suficientă o precizie de 0,5 dintr-o diviziune;

— *limitele de măsurare pe scara aparatului*, valorile maximă și minimă ale mărimii măsurate, corespunzătoare reperelor extreme ale scării gradate (de ex., la metru: 0 și 1 000 mm, la ortotest:  $\pm 100 \mu\text{m}$  etc.);

— *limitele de măsurare ale aparatului în general*, valorile maximă și minimă ale mărimii măsurate, care se pot determina cu ajutorul aparatului considerat (de ex., limitele de măsurare ale ortotestului în poziția limită inferioară pe coloana suportului și, respectiv, în poziția limită superioară pe coloană);

— *domeniul de măsurare al aparatului*, diferența dintre limita superioară și limita inferioară de măsurare;

— *constantă aparatului*, raportul dintre valoarea mărimii de măsurat și valoarea citirii; la mijloacele de măsurare la care valorile diviziunilor reprezintă direct valorile mărimii măsurate, constanta aparatului este 1; la celelalte aparate, constanta se înscrie pe cadran sub forma, de exemplu, X 10, X 30 etc. ceea ce înseamnă că valoarea citirii trebuie înmulțită cu 10, cu 30 etc.;

— *pragul de sensibilitate*, cea mai mică valoare sau variație a mărimii măsurate capabilă să provoace o variație sesizabilă a indicațiilor aparatului;

— *raportul de amplificare*, raportul dintre deplasarea liniară sau unghiulară a acului indicator (sau a spotului luminos, a scării gradate față de un indice fix etc.) și variația mărimii măsurate care provoacă această deplasare. Cu alte cuvinte, acest raport arată că o anumită variație a mărimii măsurate trece prin mecanismul de amplificare a mijlocului de măsurare și se transformă într-o anumită deplasare a acului indicator. La aparatele cu pîrghie, raportul de amplificare poate fi exprimat astfel:

$$K = \frac{L}{l} = \frac{L_1 \cdot L_2 \dots L_n}{l_1 \cdot l_2 \dots l_n} \quad (3.2)$$

în care:  $L$  este lungimea brațului mare al pîrghiei de amplificare;

$L_1, L_2, \dots, L_n$  sînt lungimile brațelor mari ale pîrghiilor, în cazul în care mecanismul de amplificare este format din mai multe pîrghii legate în serie;

$l$  este lungimea brațului mic al pîrghiei;

$l_1, l_2, \dots, l_n$  sînt lungimile brațelor mici ale pîrghiilor respective.



În general, raportul de amplificare poate fi exprimat și ca raportul dintre diviziunea scării gradate și valoarea diviziunii pe aceeași scară, respectiv :

$$K = \frac{c}{i}. \quad (3.3)$$

De exemplu, dacă la un comparator cu cadran circular (ceas comparator) diviziunea este de 1,5 mm, iar valoarea diviziunii (înscrisă pe cadran) este de 0,01 mm, raportul de amplificare va fi :

$$K = \frac{c}{i} = \frac{1,5}{0,01} = 150 ;$$

— *forța de măsurare*, forța cu care suprafața de măsurare a aparatului (suprafața palpatorului, suprafețele fălcilor etc.) apasă asupra suprafeței piesei în timpul măsurării ;

— *capacitatea de suprasarcină*, capacitatea unui mijloc de măsurare de a suporta, fără a suferi defecțiuni, sarcini care depășesc forța de măsurare stabilită și determină depășirea limitelor de măsurare pe scara gradată ;

— *durabilitatea*, capacitatea unui mijloc de măsurare de a avea o durată de serviciu prestabilită în condiții de exploatare obișnuite ;

— *fiabilitatea metrologică*, capacitatea mijlocului de măsurare de a funcționa cu o probabilitate maximă prestabilită, fără depășirea erorilor tolerate, de-a lungul unui interval de timp dat și în condiții de exploatare obișnuite.

### 3.5. ERORI DE MĂSURARE, CLASIFICARE, CAUZE

Practica a arătat că, datorită imperfecțiunii mijloacelor de măsurare, a imperfecțiunii organelor senzoriale ale celor care efectuează măsurările, precum și din cauza inconstanței diferitelor condiții și factori ce influențează măsurarea, valorile mărimilor (dimensiunilor) măsurate nu pot fi determinate cu precizie absolută. Ele *sînt afectate* de așa-numitele erori de măsurare.

Prin *eroare de măsurare* se înțelege diferența dintre rezultatul măsurării unei mărimi date și valoarea sa adevărată, adică :

$$\Delta x_i = x_i - X \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (3.4)$$

unde :  $x_i$  este rezultatul obținut din măsurarea de ordinul  $i$  ;

$X$  — valoarea adevărată a mărimii măsurate.

De obicei, eroarea de măsurare definită în acest fel este necunoscută, deoarece nu se cunoaște însăși valoarea adevărată a mărimii măsurate. În consecință, practic, prin eroare de măsurare se înțelege diferența dintre valoarea obținută prin măsurarea unei mărimi date și o valoare de referință de precizie superioară a aceleiași mărimi. Astfel, dacă prin măsurarea repetată (de exemplu, cu ajutorul micrometrului) a aceleiași dimensiuni se obțin valorile individuale notate cu  $l_1, l_2, \dots, l_n$ , iar ca valoare de referință, notată deocamdată cu  $X$ , se consideră media aritmetică a celor  $n$  valori individuale, erorile de măsurare individuale vor fi :

$$\Delta_1 = l_1 - X, \quad \Delta_2 = l_2 - X, \quad \dots, \quad \Delta_n = l_n - X. \quad (3.5)$$

● Pentru o anumită metodă de măsurare se ia în considerație eroarea totală de măsurare, care este formată din următoarele componente principale:

— **Eroarea de indicație a mijlocului de măsurare folosit.** Această eroare se datorește abaterilor dimensiunilor și caracteristicilor pieselor componente, comportării variabile în funcționare a pieselor și mecanismelor aparatului și erorii de citire.

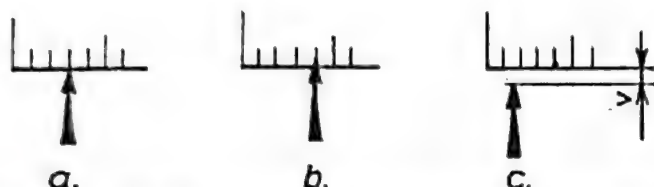


Fig. 3.3. Poziția acului indicator față de reperele scării gradate :

a — vârful acului indicator ajunge la baza reperelor; b — acul indicator se suprapune, în parte, peste repere; c — vârful acului indicator se găsește la distanța  $v$  de baza reperelor.

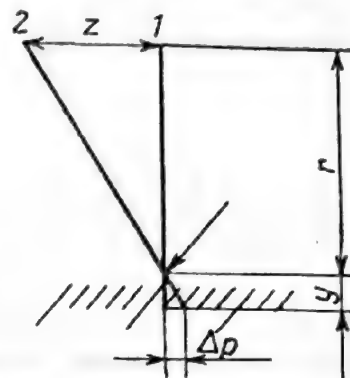


Fig. 3.4. Eroarea de paralaxă :

1 — poziția corectă a ochiului; 2 — poziția greșită a ochiului observatorului.

**Eroarea de citire** depinde, pe de o parte, de construcția și calitatea mecanismului indicator, iar pe de altă parte, de direcția privirii observatorului în timpul efectuării citirii (eroarea de paralaxă).

În figura 3.3 sînt prezentate trei soluții constructive ale mecanismului indicator în ceea ce privește poziția acului față de reperele scării gradate. Soluția din figura 3.3, b este cea mai bună, iar soluția din figura 3.3, c dă eroarea cea mai mare. **Eroarea de paralaxă**, prin care se înțelege, de fapt, deplasarea vizuală a acului indicator față de reperele scării gradate, depinde (fig. 3.4) de înălțimea  $y$  a acului indicator față de cadranul cu scara gradată, de deplasarea  $z$  a ochiului observatorului din poziția optimă de citire și de distanța  $r$  de la ochiul observatorului pînă la acul indicator. Ea se calculează cu relația :

$$\Delta p = z \cdot \frac{y}{r}, \quad (3.6)$$

Soluția optimă pentru reducerea la minim a erorii de paralaxă o constituie trasarea scării gradate pe o suprafață oglindă și efectuarea citirii indicațiilor în momentul cînd observatorul constată suprapunerea acului indicator cu imaginea sa din oglindă.

În final, valoarea erorii de indicație a mijlocului de măsurare folosit va depinde de valorile diferitelor erori componente (însurarea erorilor se va trata mai departe).

— **Eroarea procedeului de reglare.** Această eroare se datorește în principal erorilor de execuție ale mijloacelor cu ajutorul cărora se face reglarea. Astfel de mijloace sînt : calele plan-paralele (pentru reglarea aparatelor de tip comparator), șabloanele, piesele-etalon etc.

De regulă, eroarea procedeului de reglare se ia egală cu eroarea limită de execuție sau de certificare a măsurilor cu care se face reglarea.



— Eroarea cauzată de abaterile de temperatură. Se ia în considerație mai mult la măsurarea dimensiunilor pieselor cu un important rol funcțional și care se execută cu precizie ridicată. Această eroare se calculează cu relația :

$$\Delta l = l (\alpha_p \cdot \Delta t_p^\circ - \alpha_m \cdot \Delta t_m^\circ), \quad (3.7)$$

în care :  $l$  este valoarea nominală a dimensiunii ce se măsoară ;  
 $\alpha_p$  — coeficientul de dilatare liniară al piesei măsurate ;  
 $\Delta t_p^\circ = t_p - 20^\circ$  — abaterea temperaturii piesei în momentul măsurării față de temperatura de măsurare standardizată ;  
 $\alpha_m$  — coeficientul de dilatare liniară al materialului din care este executat mijlocul de măsurare ;  
 $\Delta t_m^\circ = t_m - 20^\circ$  — abaterea temperaturii mijlocului de măsurare sau a mediului ambiant față de  $20^\circ\text{C}$ .

În cazul când  $\Delta t_m^\circ = 0$ , relația (3.6) devine :

$$\Delta l = l \cdot \alpha_p \cdot \Delta t_p^\circ.$$

În cazul când  $\Delta t_p^\circ = \Delta t_m^\circ = \Delta t^\circ \neq 0$ , relația (3.6) capătă forma :

$$\Delta l = l \cdot \Delta t^\circ (\alpha_p - \alpha_m).$$

Dacă  $\alpha_p = \alpha_m = \alpha$  :

$$\Delta l = l \alpha (\Delta t_p^\circ - \Delta t_m^\circ).$$

Evident că în cazul când  $\Delta t_p^\circ = \Delta t_m^\circ = 0$ ,

$$\Delta l = 0.$$

După cum se vede, eroarea cauzată de abaterile de temperatură poate fi pozitivă, negativă sau zero și dacă ea trebuie neapărat și în mod special luată în considerație, la valoarea dimensiunii determinate prin măsurare se adaugă *corecția*, care este egală cu eroarea, dar de semn contrar.

*Exemplu.* La prelucrarea prin strunjire a unor piese din oțel cu lungimea nominală de 100 de mm, temperatura mediului ambiant este de  $19^\circ\text{C}$ , iar temperatura piesei după prelucrare (și în momentul măsurării) este de  $40^\circ\text{C}$ . Întrucît măsurarea se efectuează cu ajutorul micro-metrului de exterior și  $\alpha_p = \alpha_m = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ , să se calculeze eroarea datorată abaterilor de temperatură la măsurarea lungimii pieselor.

$$\begin{aligned} \Delta l &= l (\alpha_p \Delta t_p^\circ - \alpha_m \Delta t_m^\circ) = l \cdot \alpha (\Delta t_p^\circ - \Delta t_m^\circ) = 100 \cdot 11,5 \cdot 10^{-6} [(40 - 20) - (19 - 20)] \approx \\ &\approx 0,024 \text{ mm} = 24 \text{ } \mu\text{m}. \end{aligned}$$

În cazul când piesele sînt executate din aluminiu ( $\alpha_p = \alpha_m = 24 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ), eroarea de măsurare datorată abaterilor de temperatură va fi :

$$\begin{aligned} \Delta l &= l (\alpha_p \Delta t_p^\circ - \alpha_m \Delta t_m^\circ) = 100 \cdot 10^{-6} [24 (40 - 20) - 11,5 (19 - 20)] = 100 \cdot 10^{-6} \cdot 491,5 \approx \\ &\approx 0,049 \text{ mm} = 49 \text{ } \mu\text{m}. \end{aligned}$$

— Eroarea datorată influenței forței de măsurare. Această eroare apare ca urmare a deformațiilor locale la contactul dintre palpatorul aparatului și suprafața piesei care se măsoară. Ea depinde de forța de apăsare a palpatorului și de starea suprafețelor în contact (rugozitate, duritate).

La mijloacele de măsurare cu palpate directă, valoarea forței de măsurare trebuie să fie stabilită în concordanță cu toleranța la dimensiune și cu mate-

rialul piesei care se măsoară. Ca urmare, la fiecare aparat de măsură, forța de măsurare este limitată prin acțiunea unor piese sau organe auxiliare (arcuri etc.).

— **Eroarea datorată influenței altor factori.** Aceasta ar putea fi provocată, de exemplu, de abaterile de formă, starea suprafeței și poziția piesei controlate, de folosirea unor baze de măsurare nepotrivite etc. Se recomandă ca această eroare să fie eliminată din eroarea totală de măsurare chiar la elaborarea și punerea la punct a metodei de măsurare.

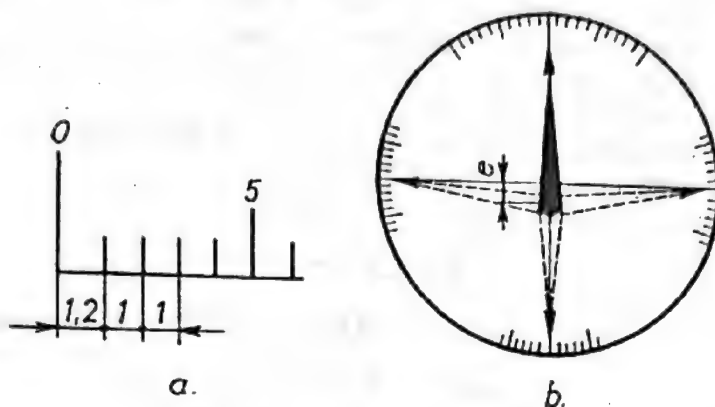


Fig. 3.5. Eroare sistematică :  
a — constantă; b — variabilă periodică.

● După caracterul lor, erorile de măsurare se pot clasifica în trei grupe mari : erori sistematice, erori întâmplătoare și erori grosolane (sau greșeli).

**Erori sistematice** sînt erorile ale căror cauze pot fi cunoscute sau determinate și ale căror valori, stabilite în fiecare caz în parte, sînt constante sau variabile după o lege cunoscută. Ele cuprind erorile datorate piesei măsurate, erorile controlabile ale instrumentelor și aparatelor de măsurare folosite, erorile determinabile ale metodelor de măsurare aplicate și erorile care depind de influențele măsurabile ale mediului exterior în care se fac măsurările. Se deosebesc :

— *erori sistematice constante*, ale căror valori sînt constante, indiferent de valoarea mărimii măsurate.

De exemplu, dacă la o scară gradată liniară a unui aparat prima diviziune este cu 0,2 mai mare decît toate celelalte diviziuni, orice valoare a unei dimensiuni, măsurată cu aparatul respectiv, va fi în realitate mai mare cu 0,2 diviziuni decît valoarea citită (fig. 3.5, a) ;

— *erori sistematice variabile după funcții liniare (proporționale într-un sens)*, ale căror valori cresc sau descresc proporțional cu creșterea sau descreșterea valorii mărimii măsurate.

De exemplu la scara gradată a unui micrometru fiecare diviziune este mai mare decît trebuie cu 0,1 ; prin urmare cu cît valoarea măsurată este mai mare, cu atît și eroarea va fi mai mare ;

— *erori sistematice variabile după funcții periodice*, ale căror valori variază cînd într-un sens, cînd în altul, odată cu variația numai într-un sens a valorii mărimii măsurate.





De exemplu, dacă la un comparator cu cadran circular acul indicator este montat excentric față de scara gradată circulară, așa cum se vede în figura 3.5, b, pe parcursul unei rotații complete a acului indicator eroarea variază, mai întâi într-un sens, revine la zero, variază apoi în celălalt sens și iar revine la zero ;

— *erori sistematice variabile după funcții oarecare*, ale căror valori se conduc după relații, în general, determinate experimental; de exemplu, diagrama erorilor de divizare a unei scări gradate.

**Erori întâmplătoare** sînt erorile care variază la întîmplare atît ca valoare cît și ca semn, care nu pot fi stabilite în prealabil și ale căror cauze sînt greu sau imposibil de determinat. De exemplu, așezarea diferită a piesei la fiecare măsurare, aprecierea diferită a poziției acului indicator în raport cu reperul corespunzător diviziunii citite, variația forței de măsurare, schimbarea reglării aparatului la fiecare măsurare, frecările și deformațiile elementelor componente ale aparatului care participă direct în procesul de măsurare etc.

**Erori grosolane sau greșeli** sînt erorile care denaturează cu mult rezultatul măsurării și ele se datoresc fie apariției unei defecțiuni în aparat, fie neatenției observatorului care face măsurarea și citirea, fie schimbării bruște a condițiilor de măsurare etc. Apariția erorilor grosolane în procesul de măsurare are o probabilitate foarte mică, care, totuși, trebuie luată în considerare. Astfel, dacă se constată o diferență mare dintre o anumită valoare și celelalte valori măsurate, măsurarea se va repeta și, în funcție de rezultat, se vor stabili cauzele apariției erorii grosolane și se vor lua măsurile corespunzătoare de evitare a ei.

● În concluzie, la efectuarea măsurărilor, mai ales la cele de precizie înaltă, este necesar să se stabilească sursele de erori și caracterul acestora, în vederea aplicării măsurilor corespunzătoare pentru compensarea sau eliminarea lor.

Ca urmare, în funcție de natura erorilor, se recomandă ca :

— în cazul apariției erorilor grosolane, măsurările se vor repeta cu mai multă atenție; apariția repetată și succesivă a erorilor de acest fel înseamnă fie defectarea mijlocului de măsurare, ceea ce impune repararea și verificarea acestuia, fie utilizarea unei metode de măsurare necorespunzătoare, ceea ce impune schimbarea metodei;

— în cazul cunoașterii cauzelor care dau erori sistematice, iar, prin intermediul unor relații de calcul [v. relația (3.7)] sau al unor diagrame (de exemplu, diagrama de etalonare a scării gradate), se pot determina valorile acestor erori, la rezultatele măsurărilor se adaugă corecțiile care, cum s-a mai arătat, sînt egale în valoare absolută cu erorile, dar au semn contrar. Eroarea sistematică totală se calculează, însumînd algebric erorile sistematice componente după relația

$$\Delta_{\text{stat. tot}} = \Delta_{\text{stat. 1}} + \Delta_{\text{stat. 2}} + \dots + \Delta_{\text{stat. n}} \quad (3.8)$$

În relația (3.8), erorile sistematice componente datorate defecțiunilor constructive sau de execuție ale mijloacelor de măsurare se mai numesc *erori instrumentale*; valorile acestora sînt egale cu valorile erorilor calculate, dar cu semn contrar.

De exemplu, la rigla milimetrică a cărei primă diviziune este egală cu 1,2 mm, eroarea sistematică constantă apărută la trasarea scării gradate este de +0,2 mm, dar eroarea sistema-

tică constantă care apare la măsurare, eroarea instrumentală, este egală cu  $-0,2$  mm, întrucât pentru orice dimensiune măsurată cu rigla se va citi o valoare mai mică cu  $0,2$  mm decât valoarea reală).

În acest caz, corecția totală (adăugată o singură dată la rezultatul măsurării) va fi :

$$\epsilon = -\Delta_{\text{stat. tot.}} \quad (3.9)$$

Influența unor surse de erori sistematice poate fi eliminată și prin aplicarea unor măsuri simple în procesul de măsurare, fără a mai adăuga vreo corecție. De exemplu, influența poziției piesei sau a necoincidenței axei piesei cu linia de măsurare se elimină prin măsurarea piesei în două poziții sau direcții diferite și prin calcularea mediei aritmetice, care va fi considerată ca valoare efectivă a dimensiunii considerate (măsurarea diametrului mediu la filete cu ajutorul microscopului de atelier sau universal etc.).

Influența erorilor întâmplătoare poate fi luată în considerare pe baza legii de distribuție corespunzătoare și calcularea erorii limită totale  $\Delta_{\text{lim. tot.}}$ . Rezultatul oricărei măsurări efectuate cu metoda și mijlocul de măsurare respectiv va fi cuprins în intervalul determinat de  $\pm \frac{\Delta_{\text{lim. tot.}}}{2}$ .



# 4

## STUDIUL ERORILOR DE PRELUCRARE ȘI DE MĂSURARE PRIN METODE STATISTICE

### 4.1. NOȚIUNI GENERALE DIN TEORIA PROBABILITĂȚILOR ȘI STATISTICA MATEMATICĂ

Teoria probabilităților și statistica matematică reprezintă, pentru multe domenii ale științei și tehnicii, unul dintre cele mai utile și eficiente instrumente în ce privește prelucrarea și interpretarea rezultatelor numerice ale observațiilor și măsurărilor în cazul unor operații care se repetă de un număr de ori mai mare sau mai mic. Astfel de operații sînt și cele de prelucrare tehnologică și de măsurare a pieselor și produselor în industria constructoare de mașini, în care aplicarea statisticii matematice contribuie la utilizarea unor metode moderne (sigure și foarte productive) de măsurare, la aprofundarea și clarificarea unor fenomene complexe (de exemplu, distribuția jocurilor și strîngerilor în asamblări) și, în ultimă instanță, la îmbunătățirea calității produselor.

În cele ce urmează, vor fi prezentate cîteva noțiuni din teoria probabilităților, folosite pentru diferite aplicații ale statisticii matematice în tehnică.

**Eveniment întîmplător** este evenimentul care poate avea sau nu loc ca urmare a unei acțiuni, a unei experiențe etc., respectiv oricare din rezultatele întîmplătoare ale unei acțiuni, ale unei experiențe etc. (de exemplu, într-un ajustaj intermediar, jocul și strîngerea sînt evenimente întîmplătoare). Evenimentele întîmplătoare se notează cu litere majuscule, de exemplu,  $A$ ,  $B$ ,  $C$  etc.

**Mărime întîmplătoare** este mărimea care, într-un interval dat, poate lua diferite valori. Într-un anumit sens, mărimile întîmplătoare constituie expresia valorică a evenimentelor întîmplătoare. Mărimile întîmplătoare sînt de două feluri :

— *mărimi continue*, care, într-un interval dat, pot lua absolut orice valoare (de exemplu, abaterile efective ale dimensiunilor pieselor prelucrate în producția de masă, determinate cu ajutorul unui aparat prevăzut cu mecanism de înregistrare a rezultatelor și de trasare a curbei de variație a abaterilor respective),

— *mărimi discontinue sau discrete*, care, într-un interval dat, pot lua numai anumite valori (de exemplu, măsurarea diametrului exterior al unei serii de

piese finite cu ajutorul micrometrului, cu valoarea diviziunii de 0,01 mm; practic, între două valori consecutive rezultate prin măsurare există o discontinuitate egală chiar cu valoarea diviziunii).

Probabilitatea  $P$  a evenimentului întâmplător  $A$  este egală cu raportul dintre numărul  $m$  de cazuri favorabile apariției acestui eveniment și numărul total  $n$  al cazurilor posibile de apariție a tuturor evenimentelor care pot constitui rezultatul acțiunii date:

$$P(A) = \frac{m}{n} \quad (4.1)$$

**Exemplul 4.1.** Dacă într-un lot de 100 piese finite, trei dintre acestea sînt considerate rebut, se poate calcula:

— probabilitatea extragerii, la întâmplare, a unei piese bune:

$$P(A) = \frac{97}{100} = 0,97:$$

— probabilitatea extragerii, la întâmplare, a unei piese rebut:

$$P(B) = \frac{3}{100} = 0,03.$$

În cazul cînd numărul  $m$  de cazuri favorabile apariției evenimentului  $A$  este egal cu numărul  $n$  de cazuri total posibile,  $P(A)=1$ , adică apariția evenimentului  $A$  este o *siguranță matematică* (de exemplu, toate cele 100 piese din lotul considerat sînt bune).

În cazul cînd numărul  $m$  de cazuri favorabile apariției evenimentului, de exemplu,  $B$  este egal cu zero,  $P(B)=0$ , adică apariția evenimentului  $B$  este o *imposibilitate matematică* (de exemplu, imposibilitatea apariției unei piese rebut dintr-un lot de 100 piese bune).

Prin urmare, probabilitatea oricărui eveniment întâmplător poate avea valori cuprinse între 0 și 1, respectiv

$$0 \leq P \leq 1. \quad (4.2)$$

Dacă, însă, din noțiunea de eveniment întâmplător se exclud evenimentele sigure (pentru care  $P=1$ ) și evenimentele imposibile (pentru care  $P=0$ ), mai corect este să se considere că pentru orice eveniment întâmplător

$$0 < P < 1. \quad (4.3)$$

Cunoscînd valorile  $m$  și  $n$ , probabilitatea calculată cu ajutorul relației (4.1) se numește *probabilitate matematică*.

În cazurile cînd măcar unul dintre numerele  $m$  și  $n$  nu este cunoscut, pentru determinarea probabilității se recurge la experiment: se efectuează un număr  $n$ , relativ mare, de extrageri la întâmplare (după fiecare extragere piesa sau obiectul, în general, se reintroduce în lot, amestecîndu-se cu celelalte) și se notează numărul  $m$  de ori cînd a apărut evenimentul (piesa, obiectul) respectiv; din raportul  $m/n$  trebuie să rezulte probabilitatea căutată (cu o precizie suficient de mare, respectiv cu cel puțin două zecimale), avînd în vedere faptul că, teoretic,

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{m}{n} \rightarrow P. \quad (4.4)$$



Probabilitatea exprimată prin relația (4.4) se numește *probabilitate empirică*.

Din punctul de vedere al legăturilor dintre ele, evenimentele întâmplătoare pot fi: *dependente* și *independente*.

Două sau mai multe evenimente întâmplătoare se numesc *dependente* atunci când apariția unuia influențează probabilitatea apariției celuilalt sau celorlalte (de exemplu, presupunând un lot de 50 piese cu diametre efective diferite, apariția, la o primă extragere, a unei piese cu un anumit diametru, mărește probabilitatea de apariție, la a doua extragere, a unei piese cu alt diametru efectiv). Evenimentele întâmplătoare dependente sînt, totodată, și *incompatibile* (se exclud reciproc), adică apariția unuia face imposibilă apariția, în același timp, a altuia.

Două sau mai multe evenimente întâmplătoare se numesc *independente*, atunci când apariția unuia nu influențează probabilitatea apariției celuilalt sau celorlalte (de exemplu, presupunând două loturi separate de câte 50 piese, apariția unei piese, de un anumit diametru, din primul lot nu influențează cu nimic apariția unei piese, cu același sau cu alt diametru, din al doilea lot). Evenimentele întâmplătoare independente sînt, totodată, și *compatibile* (nu se exclud, ci se admit reciproc), întrucît apariția unuia nu împiedică, cu nimic, apariția, în același timp, a altuia sau a altor evenimente.

Din punctul de vedere al complexității, evenimentele întâmplătoare se clasifică în *simple* și *complexe*.

**Regula adunării probabilităților.** Evenimentul întâmplător complex, a cărui apariție are loc odată cu apariția numai a unuia dintre evenimentele componente (acestea fiind dependente între ele), se numește, convențional, *eveniment întâmplător complex total* sau, mai simplu, *eveniment total*. Probabilitatea apariției evenimentului total este egală cu suma probabilităților evenimentelor componente, respectiv:

$$P_{1..k} = P_1 + P_2 + \dots + P_k. \quad (4.5)$$

**Exemplul 4.2.** În funcție de abaterile limită la diametru, un lot de 100 bolțuri de piston este împărțit în patru grupe, ca în tabelul 4.1. Probabilitatea apariției, la prima extragere, a unui bolț cu abaterea efectivă între 0 și  $-11 \mu\text{m}$  este, evident, egală cu probabilitatea apari-

Tabelul 4.1

Abateri limită intermediare la diametrul unui lot de 100 de bolțuri

Abateri limită, $\mu\text{m}$	0 -5	-6 -11	-12 -17	-18 -23
Număr de bolțuri	30	50	15	5

ției oricăruia dintre cele 30 bolțuri cu abaterea efectivă între 0 și  $-5 \mu\text{m}$  plus probabilitatea apariției oricăruia dintre cele 50 bolțuri cu abaterea efectivă între  $-6 \mu\text{m}$  și  $-11 \mu\text{m}$  adică:

$$P' = P_1 + P_2 = \frac{30}{100} + \frac{50}{100} = 0,30 + 0,50 = 0,80.$$

La fel, probabilitatea apariției unui bolț cu abaterea efectivă între  $-12 \mu\text{m}$  și  $-23 \mu\text{m}$  este egală cu probabilitatea apariției oricăruia dintre cele 15 bolțuri cu abaterea efectivă între

—12 μm și —17 μm plus probabilitatea apariției oricăruia dintre cele 5 bolțuri cu abaterea efectivă între —18 μm și —23 μm, respectiv :

$$P' = P_3 + P_4 = \frac{15}{100} + \frac{5}{100} = 0,15 + 0,05 = 0,20.$$

Probabilitatea apariției oricăruia dintre cele 100 bolțuri; sau, cu alte cuvinte, probabilitatea întregului grup de evenimente componente dependente este, totdeauna, egală cu 1, respectiv :

$$P = P' + P'' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = 0,30 + 0,50 + 0,15 + 0,05 = 1.$$

**Regula înmulțirii probabilităților.** Evenimentul întâmplător complex, a cărui apariție are loc odată cu apariția, simultană sau succesivă (după cum se fac extragerile), a tuturor evenimentelor componente (acestea fiind independente între ele), se numește, convențional, *eveniment întâmplător complex compus* sau, mai simplu, *eveniment compus*. Probabilitatea apariției evenimentului compus este egală cu produsul probabilităților evenimentelor componente, respectiv :

$$P = P_1 \cdot P_2 \cdot \dots \cdot P_k. \quad (4.6)$$

**Exemplul 4.3.** Dacă se presupune că, într-o asamblare alezaj-arbore, probabilitatea obținerii alezajelor cu abateri efective cuprinse între 0 și 10 μm este  $P_1 = 0,40$ , iar probabilitatea obținerii arborilor cu abateri efective cuprinse între —9 μm și —15 μm este  $P_2 = 0,35$ , probabilitatea asamblării împreună a acestor alezaje și arbori va fi :

$$P = P_1 \cdot P_2 = 0,40 \cdot 0,35 = 0,14.$$

Din cele două reguli reiese că probabilitatea apariției evenimentului total este, în general, mai mare decât probabilitatea oricăruia dintre evenimentele componente, iar probabilitatea apariției evenimentului compus este, totdeauna, mai mică decât probabilitatea oricăruia dintre evenimentele componente.

În practică, se întâlnesc frecvent cazuri când cele două reguli se aplică împreună, întrucât evenimentele componente ale evenimentelor totale și compuse pot fi, la rîndul lor, totale sau compuse.

**Unitatea statistică** este cea mai mică entitate luată în considerație într-un anumit caz, ținînd seama de metoda de cercetare (observație) utilizată și de scopul practic urmărit, de exemplu, un exemplar dintr-un produs oarecare, o probă elementară, o epruvetă etc.

**Colectivitate (populație) statistică** reprezintă mulțimea formată din unități statistice calitativ omogene, care posedă una sau mai multe caracteristici comune, de exemplu, o serie de piese finite sau o serie de produse finite de același fel.

**Lot** este denumirea unei colectivități sau a unei părți dintr-o colectivitate de produse, respectiv o cantitate determinată dintr-un produs de același fel, obținut în, relativ, aceleași condiții.

**Caracteristică** (în parte, sinonim al termenului *mărime*) reprezintă una din însușirile unității din colectivitatea studiată, supusă cercetării statistice; în tehnică, se folosește frecvent termenul de *caracteristică de calitate*. Caracte-



ristica poate fi: *cantitativă* — atunci cînd se exprimă numeric (de exemplu, dimensiunea), *atributivă* — cînd se exprimă printr-o indicație calitativă (de exemplu, corespunzător sau necorespunzător, lucios, neted etc.). Ca și mărimea întâmplătoare, caracteristica poate fi *continuuă* — cînd, într-un interval dat, poate lua orice valoare, sau *discontinuuă* (*discretă*) — cînd, într-un interval dat, nu poate lua decît valori izolate.

Mărimea sau caracteristica continuă  $X$  poate fi prezentată, de exemplu, ca în fig. 4.1; pe axa absciselor se află diferitele valori ale mărimii sau caracteristicii respective, iar pe axa ordonatei este dat numărul de cîte ori se repetă fiecare valoare, respectiv frecvența absolută a fiecărei valori a lui  $X$ .

Probabilitatea ca mărimea (caracteristica)  $X$  să ia valori cuprinse în intervalul elementar  $dx$ , respectiv în intervalul de la  $x$  la  $x+dx$ , este egală cu suprafața dreptunghiului a cărui bază este  $dx$  și a cărui înălțime este  $y$ , adică:

$$P(x \leq X \leq x+dx) = y dx. \quad (4.7)$$

Întrucît pentru fiecare valoare a lui  $X$  există cîte o valoare pentru  $y$ , rezultă că  $y=f(x)$ , care se mai numește și *densitate de probabilitate*.

Probabilitatea ca mărimea (caracteristica)  $X$  să ia valori în intervalul de la  $x_1$  la  $x_2$  este egală cu suprafața limitată de curbă și axa absciselor între punctele  $x_1$  și  $x_2$  și se exprimă prin relația:

$$P(x_1 \leq X \leq x_2) = \int_{x_1}^{x_2} y dx = \int_{x_1}^{x_2} f(x) dx. \quad (4.8)$$

În cazul cînd intervalul de variație este cuprins între  $-\infty$  și  $+\infty$  probabilitatea ca mărimea (caracteristica)  $X$  să ia valori în acest interval este egală cu unitatea:

$$P(-\infty \leq X \leq +\infty) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) dx = 1, \quad (4.9)$$

deoarece ea constituie o siguranță matematică.

Relația (4.9) exprimă așa-numita *lege generală de probabilitate*.

Parametrii caracteristici ai oricărei legi particulare de probabilitate trebuie să fie aleși astfel, încît să fie satisfăcută legea generală de probabilitate.

Probabilitatea ca o anumită caracteristică de calitate  $X$  să ia valori într-un interval dat se determină pe baza unei anumite *legi de distribuție*, care este expresia legăturii dintre valorile caracteristicii  $X$  și probabilitatea corespunzătoare  $P$ .

În statistica matematică se utilizează, mai des, următorii parametri caracteristici, numiți și *parametri statistici*:

**Media aritmetică a colectivității  $\mu$ :**

— pentru distribuții continue

$$\mu = \int_{-\infty}^{+\infty} x f(x) dx; \quad (4.10)$$

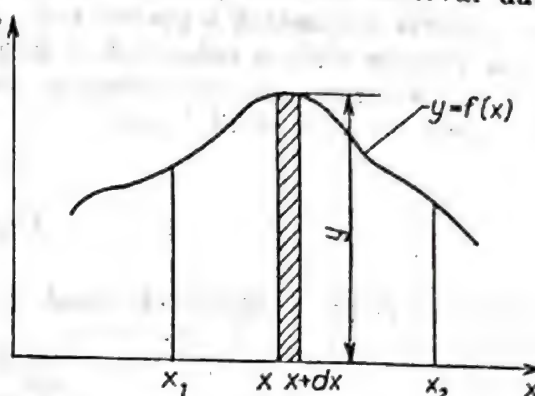


Fig. 4.1. Curba de distribuție a unei mărimi întâmplătoare continue.

— pentru distribuții discontinue

$$\mu = \sum_{i=-\infty}^{+\infty} x_i f(x_i). \quad (4.11)$$

**Media aritmetică a probei  $\bar{x}$**  (proba fiind un număr de obiecte sau de produse extrase dintr-o colectivitate sau dintr-un lot):

— ca suma tuturor valorilor observate în proba considerată, împărțită la numărul total  $n$  al lor

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^m x_i}{n}; \quad (4.12)$$

— în cazul valorilor observate grupate în ordine crescătoare sau descrescătoare

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^m x_i \cdot n_i}{n} = \sum_{i=1}^m x_i f_i, \quad (4.13)$$

în care  $n_i$  este frecvența absolută corespunzătoare valorii  $x_i$  și  $f_i = \frac{n_i}{n}$  este frecvența relativă sau probabilitatea valorii  $x_i$ ;

— în cazul valorilor observate grupate în  $m$  clase (prin clasă înțelegându-se mulțimea valorilor observate care se găsesc în limitele unui interval dat):

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^m x'_i n_i}{n} = \sum_{i=1}^m x'_i f_i, \quad (4.14)$$

în care:  $x'_i$  este valoarea centrală a clasei (semisuma limitelor clasei);

$n_i$  — frecvența absolută corespunzătoare clasei;

$f_i$  — frecvența relativă corespunzătoare clasei,

— în cazul claselor de amplitudini egale (amplitudinea clasei este diferența dintre limita inferioară a clasei următoare și limita inferioară a clasei considerate):

$$\bar{x} = C + a \frac{\sum_{i=1}^m \left( \frac{x'_i - C}{a} \right) n_i}{n}, \quad (4.15)$$

în care:  $C$  este o valoare aleasă arbitrar ca fiind apropiată de media aritmetică reală (de obicei  $C$  se ia egal cu  $x'_i$  al clasei cu cea mai mare frecvență absolută);

$a$  — amplitudinea clasei.

După cum se vede, media aritmetică a colectivității sau a probei, respectiv  $\mu$  sau  $\bar{x}$ , stabilește poziția centrului de grupare a valorilor pe care le ia caracteristica (mărimea)  $X$ . Aceasta înseamnă că, cel puțin teoretic, valorile lui  $X$  se repartizează (se distribuie) de o parte și de alta a lui  $\mu$  sau  $\bar{x}$ , realizându-se o anumită simetrie.

**Mediana  $M$**  este valoarea observată dintr-un șir statistic crescător sau descrescător, față de care frecvența (numărul) valorilor mai mici decât ea este egală cu frecvența (numărul) valorilor mai mari decât ea:



— În cazul cînd numărul total  $n$  de valori ale șirului este impar, mediana este valoarea care ocupă poziția centrală cu numărul de ordine  $\frac{n+1}{2}$ , adică :

$$M = x_{\frac{n+1}{2}}; \quad (4.16)$$

— În cazul cînd numărul total  $n$  de valori ale șirului este par, mediana este media aritmetică a celor două valori care ocupă poziția centrală, adică :

$$M = \frac{x_{\frac{n}{2}} + x_{\frac{n}{2}+1}}{2}. \quad (4.17)$$

Modulul  $M_o$  reprezintă valoarea observată care are frecvența absolută (sau relativă) cea mai mare în șirul statistic considerat. Practic, pentru distribuții de frecvență aproape normale, modulul se calculează cu ajutorul următoarei relații aproximative :

$$M_o = \bar{x} - 3(\bar{x} - M). \quad (4.18)$$

Valoarea centrală  $x_c$  a șirului statistic reprezintă media aritmetică, respectiv semisuma celei mai mari și celei mai mici valori observate :

$$x_c = \frac{x_{max} + x_{min}}{2}. \quad (4.19)$$

Media aritmetică, mediana, modulul și valoarea centrală sînt parametrii statistici care indică așa-numita *tendință de centrare*, adică de concentrare a majorității valorilor lui  $X$  într-o zonă de mijloc, prin aceasta determinîndu-se poziția întregii colectivități sau probe.

Abaterea centrală  $A$  reprezintă diferența dintre valoarea observată  $x$  și media aritmetică :

$$A = x - \bar{x}. \quad (4.20)$$

Abaterea medie  $A_m$  reprezintă media aritmetică a valorilor absolute ale abaterilor centrale :

— În cazul valorilor observate grupate în ordine crescătoare sau descrescătoare :

$$A_m = \frac{\sum_{i=1}^m |A_i| n_i}{n}; \quad (4.21)$$

— În cazul valorilor observate grupate în  $m$  clase egale :

$$A_m = a \frac{\sum_{i=1}^m \left| \frac{x'_i - \bar{x}}{a} \right| n_i}{n}. \quad (4.22)$$

Dispersia colectivității  $D(x) = \sigma^2$  :

— pentru mărimi (caracteristici) continue (cu distribuții continue) :

$$D(x) = \sigma^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - \mu)^2 f(x) dx; \quad (4.23)$$

— pentru mărimi (caracteristici) discontinue (cu distribuții discontinue):

$$D(x_i) = \sigma^2 = \frac{\sum_{i=-\infty}^{+\infty} (x_i - \mu)^2 n_i}{n} = \sum_{i=-\infty}^{+\infty} (x_i - \mu)^2 f(x_i). \quad (4.24)$$

Abaterea medie pătratică a colectivității  $\sigma$  este rădăcina pătrată din dispersia colectivității, adică:

$$\sigma = \sqrt{D(x)} \text{ sau } \sigma = \sqrt{D(x_i)}. \quad (4.25)$$

**Dispersia probei  $s'^2$ :**

— în general:

$$s'^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}; \quad (4.26)$$

— în cazul valorilor grupate în  $m$  clase de amplitudini egale:

$$s'^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (x'_i - \bar{x})^2 n_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^m x_i'^2 n_i}{n} - \bar{x}^2. \quad (4.26')$$

**Dispersia corectată a probei  $s^2$ :**

— în general:

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (x_i - \bar{x})^2}{n-1}; \quad (4.27)$$

— în cazul valorilor individuale ordonate crescător sau descrescător:

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (x_i - \bar{x})^2 n_i}{n-1} = \frac{\sum_{i=1}^m x_i^2 n_i}{n-1} - \frac{n}{n-1} \bar{x}^2; \quad (4.28)$$

— în cazul valorilor grupate în  $m$  clase de amplitudini egale:

$$s^2 = a^2 \left[ \frac{\sum_{i=1}^m \left( \frac{x'_i - C}{a} \right)^2 n_i}{n-1} - \frac{n}{n-1} \left( \frac{\bar{x} - C}{a} \right)^2 \right]. \quad (4.29)$$

Abaterea medie pătratică a probei  $s'$  este rădăcina pătrată din dispersia probei.

Abaterea medie pătratică corectată a probei  $s$  reprezintă rădăcina pătrată din dispersia corectată a probei. Abaterea centrală, abaterea medie, dispersia și abaterea medie pătratică sînt parametrii statistici care dau indicații cu privire la dispersia valorilor observate ale lui  $X$ .

**Proprietățile mediei aritmetice și dispersiei.** Proprietățile cele mai importante sînt următoarele:



● Pentru media aritmetică (de exemplu, pentru mărimi sau caracteristici discontinue) :

a. Media aritmetică a unei sume de două sau mai multe mărimi întâmplătoare independente este egală cu suma mediilor aritmetice ale mărimilor respective, de exemplu :

$$x = y + z ;$$

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i n_i}{n} = \frac{\sum (y+z) n_i}{n} = \frac{\sum y_i n_i}{n} + \frac{\sum z_i n_i}{n},$$

de unde :

$$\bar{x} = \bar{y} + \bar{z}. \quad (4.30)$$

Prin analogie, dacă  $y = x - z$ ,

$$\bar{y} = \bar{x} - \bar{z}. \quad (4.31)$$

b. Media aritmetică a unei constante este egală chiar cu valoarea constantei :

$$\bar{C} = C. \quad (4.32)$$

c. Media aritmetică a sumei dintre o mărime întâmplătoare și o constantă este egală cu suma dintre media aritmetică a mărimii întâmplătoare și constanta dată :

$$x = y + C ; \quad \bar{x} = \bar{y} + C. \quad (4.33)$$

d. Media aritmetică a produsului dintre o constantă și o mărime întâmplătoare este egală cu produsul dintre constantă și media aritmetică a mărimii întâmplătoare :

$$x = Cy ; \quad \bar{x} = C\bar{y}. \quad (4.34)$$

e. Media aritmetică a unui produs de mai multe mărimi întâmplătoare independente este egală cu produsul mediilor aritmetice ale mărimilor întâmplătoare date ;

$$x = y \cdot z ; \quad \bar{x} = \bar{y} \cdot \bar{z}. \quad (4.35)$$

Prin analogie, media aritmetică a unui raport dintre două mărimi întâmplătoare independente este egală cu raportul mediilor aritmetice ale mărimilor întâmplătoare respective :

$$y = \frac{x}{z} ; \quad \bar{y} = \frac{\bar{x}}{\bar{z}} \quad (4.36)$$

f. Suma algebrică a abaterilor tuturor valorilor unei mărimi întâmplătoare față de media aritmetică a acestor valori este egală cu zero :

$$\sum (x_i - \bar{x}) n_i = \sum x_i n_i - \bar{x} \sum n_i = \sum x_i n_i - n\bar{x} = \sum x_i n_i - n \frac{\sum x_i n_i}{n} = 0, \quad (4.37)$$

● Pentru dispersie :

a. Dispersia unei constante este egală cu zero :

$$D(C) = 0. \quad (4.38)$$

b. Dispersia unei sume dintre o constantă și o mărime întâmplătoare este egală cu dispersia mărimii întâmplătoare date :

$$D(C+x) = D(x). \quad (4.39)$$

c. Dispersia unei sume de mai multe mărimi întâmplătoare este egală cu suma dispersiilor mărimilor întâmplătoare respective :

$$D(x+y+z) = D(x) + D(y) + D(z). \quad (4.40)$$

d. Dispersia produsului dintre o constantă și o mărime întâmplătoare este egală cu produsul dintre constanta la pătrat și dispersia mărimii întâmplătoare :

$$D(Cx) = \frac{\sum (Cx_i - C\bar{x})^2 n_i}{n} = \frac{C^2 \sum (x_i - \bar{x})^2 n_i}{n} = C^2 \cdot D(x). \quad (4.41)$$

e. Dispersia unui produs de două mărimi întâmplătoare este egală cu suma dintre produsul dispersiilor acestor mărimi și produsele dispersiei fiecărei mărimi cu pătratul mediei aritmetice a celeilalte mărimi :

$$D(x \cdot y) = D(x) \cdot D(y) + D(x) \cdot \bar{y}^2 + D(y) \cdot \bar{x}^2. \quad (4.42)$$

f. Din relația (4.40) reiese că :

$$\sigma(x+y+z) = \sqrt{D(x) + D(y) + D(z)} = \sqrt{\sigma^2(x) + \sigma^2(y) + \sigma^2(z)}, \quad (4.43)$$

adică abaterea medie pătratică a unei sume de mărimi întâmplătoare independente este egală cu rădăcina pătrată din suma pătratelor abaterilor medii pătratice ale mărimilor întâmplătoare date.

Abaterile limită sînt cele mai mari (în valoare absolută) abateri posibile, la un anumit proces și pentru o anumită lege de distribuție, față de centrul grupării și sînt așezate de o parte și de alta (de regulă simetric) a valorii centrale.

Abaterea relativă medie pătratică  $\lambda$  este raportul dintre abaterea medie pătratică și jumătatea amplitudinii :

$$\lambda = \frac{\sigma}{\frac{w}{2}} = \frac{1}{z}, \quad (4.44)$$

în care :  $w$  este amplitudinea, respectiv diferența dintre valoarea cea mai mare și valoarea cea mai mică ale mărimii considerate ( $w' = x_{max} - x_{min}$ ) ;

$z = \frac{0,5w}{\sigma}$  — raportul dintre jumătatea amplitudinii și abaterea medie pătratică.

Pentru legea de distribuție normală, considerată ca etalon

$$\frac{w}{2} = 3\sigma$$

și, deci,

$$z = \frac{\frac{w}{2}}{\sigma} = 3. \quad (4.45)$$

În consecință, relația (4.44) devine :

$$\lambda = \frac{1}{3}. \quad (4.46)$$



Cind amplitudinea este egală cu toleranța prescrisă  $T$ , relația (4.44) devine :

$$\lambda = \frac{\sigma}{0,5T} = \frac{2\sigma}{T} \quad (4.47)$$

**Coeficientul de împrăștiere relativă  $k$**  este raportul dintre abaterea relativă medie pătratică  $\lambda$  pentru legea de distribuție considerată și abaterea relativă medie pătratică  $\lambda_e$  a distribuției etalon :

$$k = \frac{\lambda}{\lambda_e} \quad (4.48)$$

Coeficientul de împrăștiere relativă  $k$  servește la compararea diferitelor legi de distribuție cu legea de distribuție etalon (legea distribuției normale).

Pe baza relației (4.44) și considerînd  $\lambda_e = \frac{1}{3}$ , se poate scrie :

$$k = \frac{\lambda}{\lambda_e} = \frac{\lambda}{\frac{1}{3}} = 3\lambda = 3 \frac{\sigma}{w} = \frac{6\sigma}{w} \quad (4.49)$$

**Coeficientul de asimetrie relativă  $\alpha$**  caracterizează deplasarea valorii medii  $\mu$  față de mijlocul cîmpului de toleranță (valoarea centrală)  $x_e$  :

$$\alpha = \frac{\mu - x_e}{0,5T} \quad (4.50)$$

După cum se vede, coeficientul de asimetrie relativă poate fi pozitiv, negativ sau zero, ceea ce indică existența sau inexistența și sensul asimetriei.

Din relația (4.50) rezultă :

$$\mu = x_e + \alpha \frac{T}{2} \quad (4.51)$$

Dintre parametrii statistici prezentați mai înainte, media aritmetică și abaterea medie pătratică au o semnificație și o importanță deosebite în studiul erorilor de prelucrare și al erorilor de măsurare și în analiza proceselor tehnologice de execuție a pieselor în industria constructoare de mașini.

## 4.2. LEGI DE DISTRIBUȚIE

Exceptînd influența unor factori sistematici, o anumită caracteristică cercetată ia, la prelucrarea și măsurarea pieselor, diferite valori întîmplătoare cuprinse între două valori limită, fiecare valoare avînd o frecvență proprie (un număr de repetări). Caracterul repartizării acestor valori (cu frecvențele lor) între cele două valori limită, respectiv într-un anumit interval, poate fi reprezentat printr-o lege de distribuție, care, așa cum s-a arătat mai înainte, este expresia legăturii dintre valorile caracteristicii cercetate și probabilitatea corespunzătoare.

În legătură cu marea diversitate de caracteristici cercetate în industrie, s-au stabilit mai multe legi de distribuție.

**Legea distribuției uniforme (egale).** Această lege corespunde cazurilor cînd probabilitatea oricărei valori a caracteristicii  $X$  în intervalul dat  $[a, b]$  este constantă, iar în afara acestui interval este egală cu zero.

Graficul densității de probabilitate este prezentat în figura 4.2.

Conform legii generale de probabilitate [relația (4.9)], aria dreptunghiului cuprins între axa Ox și curba de distribuție este egală cu unitatea, respectiv

$$(b-a) y = (b-a) \varphi(x) = 1,$$

de unde

$$y = \varphi(x) = \frac{1}{b-a} = \frac{1}{w}, \quad (4.52)$$

în care  $w = b - a$  este intervalul de variație a caracteristicii X, respectiv amplitudinea sau așa-numitul interval de împrăștiere.

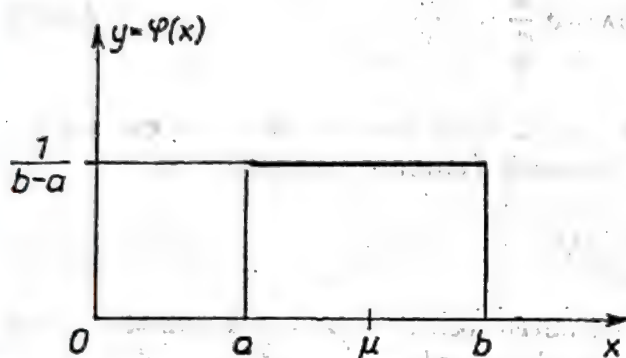


Fig. 4.2. Graficul densității de probabilitate pentru legea distribuției uniforme (egale).

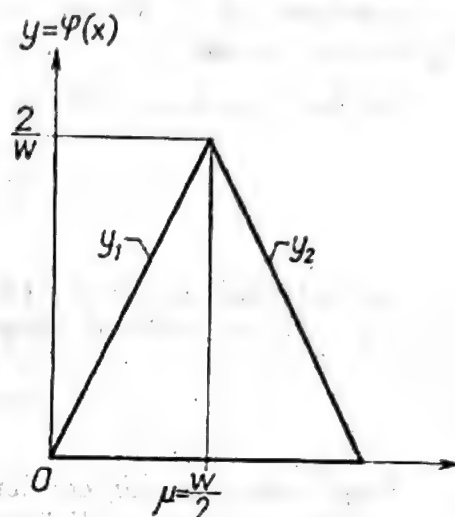


Fig. 4.3. Graficul densității de probabilitate pentru distribuția după legea triunghiului isoscel.

Valoarea medie aritmetică, conform relației (4.10) :

$$\mu = \int_a^b x \cdot \varphi(x) dx = \int_a^b \frac{x}{b-a} dx = \frac{b+a}{2}. \quad (4.53)$$

Dispersia se calculează conform relației (4.23) :

$$\begin{aligned} D(x) = \sigma^2 &= \int_a^b (x-\mu)^2 \varphi(x) dx = \int_a^b x^2 \varphi(x) dx - \mu^2 = \int_a^b \frac{x^2}{b-a} dx - \\ &- \left( \frac{b+a}{2} \right)^2 = \frac{(b-a)^3}{12} = \frac{w^3}{12}. \end{aligned} \quad (4.54)$$

Abaterea medie pătratică se calculează conform relației (4.25) :

$$\sigma = \sqrt{D(x)} = \sqrt{\frac{w^3}{12}} = \frac{w}{3,46}. \quad (4.55)$$

Din relația (4.47) reiese :

$$w = 3,46 \sigma,$$

de unde rezultă că abaterile limită față de centrul grupării, respectiv față de  $\mu$  au valorile  $\pm 1,73 \sigma$ .

**Legea triunghiului isoscel** (distribuția Simpson). Această distribuție, reprezentată printr-un triunghi isoscel, poate avea originea în limita inferioară a intervalului de împrăștiere ( $\mu = \frac{w}{2}$ , fig. 4.3) sau în centrul grupării ( $\mu = 0$ ).



Cînd, în unele cazuri practice, se lucrează cu valori pozitive ale mărimii examinate, limitele sînt, evident, tot pozitive.

Dacă, conform legii generale de probabilitate, aria triunghiului este egală cu 1, înălțimea lui va fi  $h = \frac{2}{w}$ .

Densitatea de probabilitate se calculează astfel (pentru fig. 4.3):

— pentru intervalul de la 0 la  $\frac{w}{2}$ .

$$y_1 = \frac{4x}{w^2}; \quad (4.56)$$

— pentru intervalul de la  $\frac{w}{2}$  la  $w$ ,

$$y_2 = \frac{4(w-x)}{w^2}. \quad (4.57)$$

Dispersia are valoarea:

$$\begin{aligned} D(x) = \sigma^2 &= \int_0^{\frac{w}{2}} y_1 x^2 dx + \int_{\frac{w}{2}}^w y_2 x^2 dx - \mu^2 = \frac{4}{w^2} \int_0^{\frac{w}{2}} x^3 dx + \\ &+ \frac{4}{w^2} \int_{\frac{w}{2}}^w (w-x) x^2 dx - \frac{w^2}{4} = \frac{w^2}{24}. \end{aligned} \quad (4.58)$$

Abateră media pătratică are valoarea:

$$\sigma = \sqrt{D(x)} = \sqrt{\frac{w^2}{24}} = \frac{w}{2\sqrt{6}} = \frac{w}{4,90}, \quad (4.59)$$

de unde:

$$w = 4,90 \sigma \quad (4.60)$$

Rezultă că abaterile limită față de centrul grupării (față de  $\mu$ ) au valorile  $\pm 2,45 \sigma$ .

Dacă originea sistemului de referință coincide cu centrul grupării ( $\mu = 0$ ), densitatea de probabilitate are valorile:

$$y_1 = \frac{2(2x+w)}{w^2} \text{ și } y_2 = \frac{2(w-2x)}{w^2}. \quad (4.61)$$

Parametrii statistici caracteristici  $D(x)$  și  $\sigma$  rămîn aceiași.

**Legea distribuției normale** (distribuția Laplace-Gauss, distribuția Gauss, distribuția Laplace sau distribuție Moivre). Curba funcției densitate de probabilitate are forma de clopot (fig. 4.4), simetrică (teoretic) la axa ordonatelor. Distribuția normală este considerată etalon, deoarece în fabricația de serie și de masă cele mai multe distribuții experimentale sînt foarte apropiate de distribuția normală.

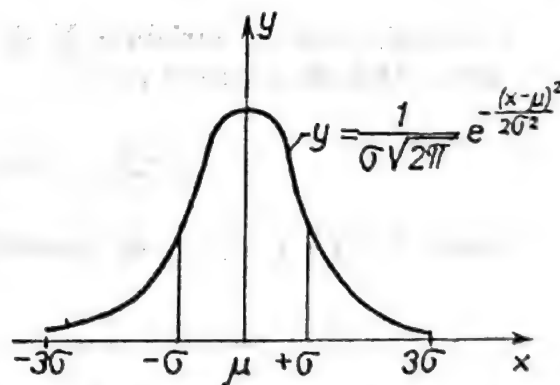


Fig. 4.4. Graficul densității de probabilitate pentru legea distribuției normale (Gauss-Laplace).

Funcția densitate de probabilitate, care depinde, în afară de argumentul  $x$ , de parametrii  $\mu$  și  $\sigma$ , se notează cu  $n(x; \mu, \sigma)$  și are expresia :

$$y = \varphi(x) = n(x; \mu, \sigma) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (4.62)$$

Curba prezintă două puncte de inflexiune cu valorile pe axa absciselor de  $x = +\sigma$  și  $x = -\sigma$ , iar în punctele  $+3\sigma$  și  $-3\sigma$  ea devine asimptotă la axa  $x$ .

Pentru  $x = \mu = 0$ , curba are un maxim  $y = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}}$ .

În intervalul de la  $-\sigma$  la  $+\sigma$  și în intervalul de la  $-3\sigma$  la  $+3\sigma$  suprafața dintre curbă și axa absciselor constituie 68,27% și respectiv 99,73% din întreaga suprafață de sub curbă, ceea ce face ca intervalele de la  $-\infty$  la  $-3\sigma$  și de la  $+3\sigma$  la  $+\infty$  să fie, practic, neglijate. Ca urmare, intervalul de împrăștiere

$$w = 6\sigma, \quad (4.63)$$

iar abaterile limită, față de centrul grupării, au valorile  $\pm 3\sigma$ .

Din (4.63) rezultă :

— abaterea medie pătratică

$$\sigma = \frac{w}{6}, \quad (4.64)$$

— dispersia

$$D(x) = \sigma^2 = \frac{w^2}{36}. \quad (4.65)$$

Funcția de repartiție a distribuției normale se notează și cu  $N(x; \mu, \sigma)$  și are expresia :

$$F(x) = N(x; \mu, \sigma) = P(X < x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{x_1}^{x_2} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx. \quad (4.66)$$

Probabilitatea ca variabila  $X$  să ia valori cuprinse în intervalul de la  $x_1$  la  $x_2$  este dată de expresia :

$$P(x_1 < X < x_2) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{x_1}^{x_2} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx. \quad (4.67)$$

Conform legii generale de probabilitate, se poate scrie :

$$P(-\infty < X < +\infty) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx = 1. \quad (4.68)$$

De cele mai multe ori, legea distribuției normale se aplică sub formă *normală*. În acest sens, se face înlocuirea :

$$\frac{x-\mu}{\sigma} = z \text{ și } \frac{dx}{\sigma} = dz \quad (4.69)$$

și rezultă :

$$\frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{z^2}{2}} dz = 1. \quad (4.70)$$



Probabilitatea ca mărimea  $X$  să aibă valori cuprinse în intervalul de la  $x_1$  la  $x_2$  se poate determina astfel :

$$P(x_1 < X < x_2) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{x_1}^{x_2} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\frac{x_1-\mu}{\sigma}}^{\frac{x_2-\mu}{\sigma}} e^{-\frac{z^2}{2}} dz,$$

de unde rezultă :

$$P(x_1 < X < x_2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{z_1}^{z_2} e^{-\frac{z^2}{2}} dz. \quad (4.71)$$

Intrucît curba normală sub formă normată este simetrică față de axa ordonatelor și cele două arii situate de o parte și de alta sînt egale, se poate scrie :

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz. \quad (4.72)$$

Această integrală se numește *funcția integrală a lui Laplace* sau *funcția normală a lui Laplace* și reprezintă aria cuprinsă între curbă, axa  $Oy$  și axa  $Oz$ , de la 0 la  $z$  (fig. 4.5). Valorile calculate ale funcției lui Laplace sînt date în tabelul 4.2. Se înțelege că, datorită tocmai simetriei curbei, valorile lui  $\Phi(z)$  au fost calculate numai pentru valori pozitive ale lui  $z$ . Cînd  $z$  este negativ, funcția lui Laplace va avea, de asemenea, valori negative, adică :

$$\Phi(-z) = -\Phi(z). \quad (4.73)$$

Cunoscîndu-se funcția lui Laplace  $\Phi(z)$ , funcția de repartiție normată  $N(z; 0, 1)$  se calculează astfel :

$$N(z; 0, 1) = \frac{1}{2} + \Phi(z), \quad (4.74)$$

iar funcția de repartiție nenormată se calculează cu relația :

$$N(x; \mu, \sigma) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right). \quad (4.75)$$

Din cele expuse, rezultă :

— probabilitatea ca variabila  $X$  să aibă valori mai mici decît o valoare dată a lui  $x$  :

$$P(X < x) = \frac{1}{2} + \Phi(z) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right); \quad (4.76)$$

— probabilitatea ca variabila  $X$  să aibă valori mai mari ca o valoare dată  $x$  :

$$P(X > x) = \frac{1}{2} - \Phi(z) = \frac{1}{2} - \Phi\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right); \quad (4.77)$$

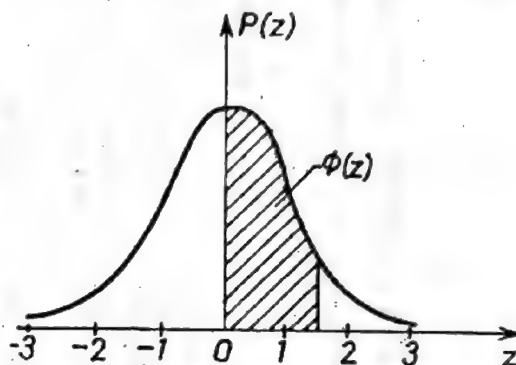


Fig. 4.5. Densitatea de probabilitate în cazul distribuției normale normate.

Valorile funcției Laplace, respectiv aria  $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{t^2}{2}} dt$  a semicurvei normale (după STAS 5944-58)

z	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,0	0,00000	0,00399	0,00798	0,01197	0,01595	0,01994	0,02392	0,02790	0,03183	0,03586
0,1	0,03983	0,04380	0,04776	0,05172	0,05567	0,05962	0,06356	0,06750	0,07142	0,07535
0,2	0,07926	0,08317	0,08706	0,09095	0,09483	0,09871	0,10257	0,10642	0,11026	0,11409
0,3	0,11791	0,12172	0,12552	0,12930	0,13307	0,13683	0,14058	0,14431	0,14808	0,15178
0,4	0,15542	0,15910	0,16276	0,16640	0,17003	0,17364	0,17724	0,18082	0,18439	0,18793
0,5	0,19146	0,19497	0,19847	0,20194	0,20540	0,20884	0,21226	0,21566	0,21904	0,22240
0,6	0,22575	0,22907	0,23237	0,23565	0,23891	0,24215	0,24537	0,24857	0,25175	0,25490
0,7	0,25804	0,26115	0,26424	0,26730	0,27035	0,27337	0,27637	0,27935	0,28230	0,28524
0,8	0,28814	0,29103	0,29389	0,29673	0,29954	0,30234	0,30510	0,30785	0,31057	0,31327
0,9	0,31594	0,31859	0,32121	0,32381	0,32639	0,32894	0,33147	0,33393	0,33646	0,33891
1,0	0,34134	0,34375	0,34614	0,34849	0,35083	0,35314	0,35543	0,35769	0,35993	0,36214
1,1	0,36433	0,36650	0,36864	0,37076	0,37286	0,37493	0,37697	0,37900	0,38100	0,38293
1,2	0,38493	0,38636	0,38877	0,39065	0,39251	0,39435	0,39617	0,39769	0,39973	0,40147
1,3	0,40320	0,40490	0,40653	0,40825	0,40938	0,41149	0,41308	0,41466	0,41621	0,41774
1,4	0,41924	0,42073	0,42220	0,42364	0,42507	0,42647	0,42785	0,42922	0,43056	0,43189
1,5	0,43319	0,43448	0,43574	0,43699	0,43822	0,43943	0,44062	0,44179	0,44295	0,44408
1,6	0,44520	0,44630	0,44738	0,44845	0,44950	0,45053	0,45154	0,45254	0,45352	0,45449
1,7	0,45543	0,45637	0,45728	0,45818	0,45907	0,45994	0,46080	0,46164	0,46246	0,46327
1,8	0,46407	0,46485	0,46562	0,46633	0,46712	0,46734	0,46856	0,46923	0,46995	0,47062
1,9	0,47128	0,47193	0,47257	0,47320	0,47381	0,47441	0,47500	0,47553	0,47615	0,47670
2,0	0,47725	0,47778	0,47831	0,47832	0,47932	0,47982	0,48030	0,48077	0,48124	0,48169
2,1	0,48214	0,48257	0,48300	0,48314	0,48382	0,48422	0,48416	0,48500	0,48537	0,48574
2,2	0,48610	0,48645	0,48679	0,48713	0,48745	0,48778	0,48809	0,48840	0,48870	0,48899
2,3	0,48928	0,48956	0,48933	0,49010	0,49036	0,49061	0,49086	0,49111	0,49134	0,49158
2,4	0,49180	0,49202	0,49224	0,49245	0,49266	0,49288	0,49305	0,49324	0,49343	0,49361



2.5	0,49379	0,49396	0,49413	0,49430	0,49446	0,49461	0,49477	0,49492	0,49506	0,49520
2.6	0,49534	0,49547	0,49560	0,49573	0,49585	0,49593	0,49609	0,49621	0,49632	0,49643
2.7	0,49653	0,49664	0,49674	0,49683	0,49693	0,49702	0,49711	0,49720	0,49728	0,49736
2.8	0,49744	0,49752	0,49760	0,49767	0,49774	0,49781	0,49788	0,49795	0,49801	0,49807
2.9	0,49813	0,49819	0,49825	0,49831	0,49836	0,49841	0,49846	0,49851	0,49856	0,49861
3.0	0,49865	0,49869	0,49874	0,49878	0,49882	0,49886	0,49889	0,49893	0,49897	0,49900
3.1	0,49903	0,49906	0,49910	0,49913	0,49916	0,49918	0,49921	0,49924	0,49926	0,49929
3.2	0,49931	0,49934	0,49936	0,49938	0,49940	0,49942	0,49944	0,49946	0,49948	0,49950
3.3	0,49952	0,49953	0,49955	0,49957	0,49958	0,49960	0,49961	0,49962	0,49964	0,49965
3.4	0,49966	0,49968	0,49969	0,49970	0,49971	0,49972	0,49973	0,49974	0,49975	0,49976
3.5	0,49977	0,49978	0,49978	0,49979	0,49980	0,49981	0,49981	0,49982	0,49983	0,49983
3.6	0,49984	0,49985	0,49985	0,49986	0,49986	0,49987	0,49987	0,49988	0,49988	0,49989
3.7	0,49989	0,49990	0,49990	0,49990	0,49991	0,49991	0,49992	0,49992	0,49992	0,49992
3.8	0,49993	0,49993	0,49993	0,49994	0,49994	0,49994	0,49994	0,49995	0,49995	0,49995
3.9	0,49995	0,49995	0,49996	0,49996	0,49996	0,49996	0,49996	0,49996	0,49997	0,49997

— probabilitatea ca variabila  $X$  să aibă valori cuprinse între două valori date  $x_1$  și  $x_2$ :

$$P(x_1 < X < x_2) = \Phi(z_2) - \Phi(z_1) = \Phi\left(\frac{x_2 - \mu}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{x_1 - \mu}{\sigma}\right), \quad (4.78)$$

iar dacă valorile  $x_1$  și  $x_2$  sînt simetrice față de media aritmetică  $\mu$ , respectiv  $|z_1| = z_2 = z$ :

$$P(x_1 < X < x_2) = 2\Phi(z) = 2\Phi\left(\frac{x_2 - \mu}{\sigma}\right) = 2\Phi\left(\left|\frac{x_1 - \mu}{\sigma}\right|\right); \quad (4.79)$$

— probabilitatea ca variabila  $X$  să aibă valori în afara intervalului de la  $x_1$  la  $x_2$ :

$$P(X < x_1; X > x_2) = 1 - [\Phi(z_2) - \Phi(z_1)] = 1 - \left[ \Phi\left(\frac{x_2 - \mu}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{x_1 - \mu}{\sigma}\right) \right], \quad (4.80)$$

iar dacă  $x_1$  și  $x_2$  sînt simetrice față de  $\mu$ , respectiv  $|z_1| = z_2 = z$ :

$$P(X < x_1; X > x_2) = 1 - 2\Phi(z). \quad (4.81)$$

**Distribuția  $\chi^2$  (Hi pătrat) sau legea lui Pearson.** Se consideră  $v$  variabile întîmplătoare independente:  $x_1, x_2, \dots, x_v$ , fiecare variabilă conducîndu-se după legea de distribuție normală cu  $\mu=0$  și  $\sigma^2=1$  și avînd funcția densitate de probabilitate

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}}. \quad (4.82)$$

Pentru suma pătratelor acestor variabile, adică pentru

$$\chi^2 = x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_v^2$$

sau

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^v x_i^2; \quad (0 \leq \chi^2 < \infty),$$

funcția densitate de probabilitate are forma :

$$\varphi(\chi^2) = \frac{1}{2^{\frac{v}{2}} \Gamma\left(\frac{v}{2}\right)} (\chi^2)^{\frac{v}{2}-1} \cdot e^{-\frac{\chi^2}{2}}; \quad (0 \leq \chi^2 < \infty). \quad (4.83)$$

Parametrul  $v$  are denumirea (dată de R. A. Fischer) de *numărul gradelor de libertate* ale repartiției respective.

Funcția gamma  $\Gamma\left(\frac{v}{2}\right)$  este definită cu ajutorul integralei introduse de Euler :

$$\Gamma(z) = \int_0^{\infty} e^{-t} \cdot t^{z-1} dt. \quad (4.84)$$

Graficul funcției densitate de probabilitate pentru diferite valori ale numărului gradelor de libertate este prezentat în figura 4.6. Se poate observa că, pe măsura creșterii numărului gradelor de libertate, distribuția  $\chi^2$  tinde spre distribuția normală.

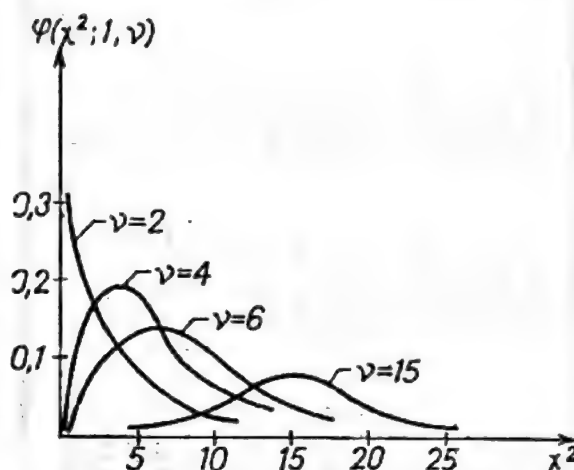


Fig. 4.6. Densitatea de probabilitate pentru distribuția  $\chi^2$  (Hi pătrat-Pearson).

Pentru distribuția  $\chi^2$ , funcția de repartiție are expresia:

$$F(\chi^2) = \frac{1}{2^{\frac{v}{2}} \Gamma\left(\frac{v}{2}\right)} \int_0^{\chi_0^2} (\chi^2)^{\frac{v}{2}-1} \cdot e^{-\frac{\chi^2}{2}} \cdot d(\chi^2) = P(\chi^2 < \chi_0^2). \quad (4.85)$$

**Distribuția „t” (Student\*).** Considerându-se o variabilă întâmplătoare sub forma :

$$t = \frac{z/\sqrt{v}}{V},$$

în care  $z$  este o variabilă cu distribuție normală ( $\mu=0$  și  $\sigma^2=1$ ), iar  $V$  o variabilă (independentă de  $z$ ) care urmează o lege cu  $v$  grade de libertate, funcția densitate de probabilitate are forma :

$$\varphi(t) = \frac{1}{\sqrt{v\pi}} \cdot \frac{\Gamma\left(\frac{v+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{v}{2}\right)} \left(1 + \frac{t^2}{v}\right)^{-\frac{v+1}{2}} \quad (4.86)$$

În figura 4.7 este prezentat, comparativ cu distribuția normală, graficul funcției densitate de probabilitate  $\varphi(t)$ .

\* Student este pseudonimul matematicianului englez V. S. Gosset.



Expresia funcției de repartiție este :

$$F(X) = P(X < x) = \int_{-\infty}^x \frac{1}{\sqrt{v\pi}} \cdot \frac{\Gamma\left(\frac{v+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{v}{2}\right)} \left(1 + \frac{t^2}{v}\right)^{-\frac{v+1}{2}} \cdot dt. \quad (4.87)$$

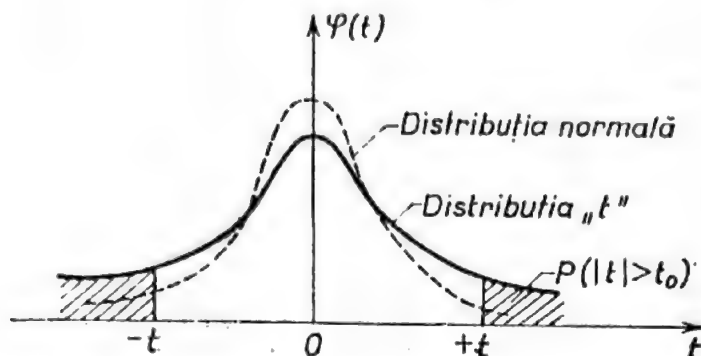


Fig. 4.7. Densitatea de probabilitate pentru distribuția „t” (Student).

Pentru ușurarea calculelor a fost întocmit un tabel cu valorile  $P(|t| > t_0) = \alpha$  (tabelul 4.3), care permit determinarea lui  $t$  pentru probabilitatea de depășire (riscul)  $\alpha$ , respectiv pentru nivelul de încredere  $1 - \alpha$ . Interpretarea geometrică a acestor valori este arătată în fig. 4.7 (porțiunile hașurate).

Valoarea medie și dispersia au valorile :

$$\mu = 0, \quad \sigma^2 = \frac{v}{v-2},$$

de unde se vede că, pentru valori mari ale lui  $v$  (practic  $v > 30$ ),  $\sigma^2 = 1$ , adică distribuția „t” (Student) are aceiași parametri caracteristici ca și distribuția normală. În consecință, pentru  $v$  mare, distribuția „t” (Student) tinde către distribuția normală.

### 4.3. STUDIUL ERORILOR DE MĂSURARE PE CALE STATISTICĂ

#### 4.3.1. STUDIUL ERORILOR DE MĂSURARE ÎNTÂMPLĂTOARE

Precizia metodelor și a mijloacelor de măsurare este determinată, aproape exclusiv, de erorile de măsurare întâmplătoare. Distribuția acestor erori se conduce după legea normală a lui Gauss-Laplace.

Legat de valorile unei mărimi măsurate și de procesul de măsurare, se deosebesc :

— **Valoarea adevărată**  $X$  a mărimii măsurate, respectiv valoarea exactă, fără erori, a acesti mărimi (valoarea adevărată nu poate fi determinată experimental, deci nu poate fi cunoscută).

Distribuția „t” (Student).						
	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50	0,40
1	0,158	0,325	0,510	0,727	1,000	1,376
2	0,142	0,289	0,445	0,617	0,816	1,061
3	0,137	0,277	0,424	0,584	0,765	0,978
4	0,134	0,271	0,414	0,569	0,741	0,941
5	0,132	0,267	0,408	0,559	0,727	0,920
6	0,131	0,265	0,404	0,553	0,718	0,906
7	0,130	0,263	0,402	0,549	0,711	0,896
8	0,130	0,262	0,399	0,546	0,706	0,889
9	0,129	0,261	0,398	0,543	0,703	0,883
10	0,129	0,260	0,397	0,542	0,700	0,879
11	0,129	0,260	0,396	0,540	0,697	0,876
12	0,128	0,259	0,395	0,539	0,695	0,873
13	0,128	0,259	0,394	0,538	0,694	0,870
14	0,128	0,258	0,393	0,537	0,692	0,868
15	0,128	0,258	0,393	0,536	0,691	0,866
16	0,128	0,258	0,392	0,535	0,690	0,865
17	0,128	0,257	0,392	0,534	0,689	0,863
18	0,127	0,257	0,392	0,534	0,688	0,862
19	0,127	0,257	0,391	0,533	0,688	0,861
20	0,127	0,257	0,391	0,533	0,687	0,860
21	0,127	0,257	0,391	0,532	0,686	0,859
22	0,127	0,256	0,390	0,532	0,686	0,858
23	0,127	0,256	0,390	0,532	0,685	0,858
24	0,127	0,256	0,390	0,531	0,685	0,857
25	0,127	0,256	0,390	0,531	0,684	0,856
26	0,127	0,256	0,390	0,531	0,684	0,856
27	0,127	0,256	0,389	0,531	0,684	0,855
28	0,127	0,256	0,389	0,530	0,683	0,855
29	0,127	0,256	0,389	0,530	0,683	0,854
30	0,127	0,256	0,389	0,530	0,683	0,854
>30	0,12566	0,25335	0,38532	0,53440	0,67449	0,84162

— Valoarea efectivă  $X$ , a mărimii măsurate, respectiv valoarea obținută prin măsurare cu mijloace de măsurare etalon.

— Valoarea individuală măsurată a mărimii date, respectiv valoarea obținută pentru mărimea dată printr-o singură operație de măsurare.

— Valoarea individuală  $x_i$  a mărimii date, respectiv valoarea care rezultă din valoarea individuală măsurată după eliminarea erorilor sistematice.

— Valoarea medie (aritmetică) a valorilor individuale  $x_i$  ale unui șir de măsurări efectuate asupra aceleiași mărimi în aceleași condiții, este, conform relației (4.12);

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n},$$

în care  $n$  este numărul valorilor individuale ale șirului.



Valorile  $P (|t| > t_0) \alpha$ 

Tabelul 4.3

0,30	0,20	0,10	0,05	0,2	0,01	0,003	0,001
1,963	3,078	6,314	12,706	31,821	63,657	212,20	636,61
1,386	1,886	2,920	4,303	6,965	9,925	18,22	31,60
1,250	1,638	2,353	3,182	4,541	5,841	8,89	12,94
1,190	1,533	2,132	2,776	3,747	4,604	6,44	8,61
1,156	1,476	2,015	2,571	3,365	4,032	5,38	6,86
1,134	1,440	1,943	2,447	3,143	3,707	4,80	5,96
1,119	1,415	1,895	2,365	2,998	3,499	4,44	5,40
1,108	1,397	1,860	2,306	2,896	3,355	4,20	5,04
1,100	1,383	1,833	2,262	2,821	3,250	4,02	4,78
1,093	1,372	1,812	2,228	2,764	3,169	3,89	4,59
1,088	1,363	1,796	2,201	2,718	3,106		4,49
1,083	1,356	1,782	2,179	2,681	3,055	3,71	4,32
1,079	1,350	1,771	2,160	2,650	3,012		4,22
1,076	1,345	1,761	2,145	2,624	2,977	3,58	4,14
1,074	1,341	1,753	2,131	2,602	2,947		4,07
1,071	1,337	1,746	2,120	2,583	2,921	3,49	4,02
1,069	1,333	1,740	2,110	2,567	2,898		3,96
1,067	1,330	1,734	2,101	2,552	2,878	3,43	3,92
1,066	1,328	1,729	2,093	2,539	2,861		3,88
1,064	1,325	1,725	2,086	2,528	2,845	3,38	3,85
1,063	1,323	1,721	2,080	2,518	2,831		3,82
1,061	1,321	1,717	2,074	2,508	2,819	3,34	3,79
1,060	1,319	1,714	2,069	2,500	2,807		3,77
1,059	1,318	1,711	2,064	2,492	2,797	3,30	3,74
1,058	1,316	1,708	2,060	2,485	2,787		3,72
1,058	1,315	1,706	2,056	2,479	2,779	3,27	3,71
1,057	1,314	1,703	2,052	2,473	2,771		3,69
1,056	1,313	1,701	2,048	2,467	2,763	3,25	3,67
1,055	1,311	1,699	2,045	2,462	2,756		3,66
1,055	1,310	1,697	2,042	2,457	2,750	3,23	3,65
1,03643	1,28155	1,64485	1,95996	2,32634	2,57582		

— Eroarea adevărată (întîmplătoare) a valorii individuale este eroarea de măsurare a valorii individuale față de valoarea adevărată a mărimii măsurate :

$$\delta_i = x_i - X. \quad (4.88)$$

— Eroarea adevărată (întîmplătoare) a valorii medii se calculează astfel

$$\lambda = \bar{x} - X. \quad (4.89)$$

Intrucît erorile adevărate ale valorilor individuale nu se pot determina, necunoscîndu-se valoarea adevărată a mărimii măsurate, se calculează așa-numitele *erori aparente*, ca diferența dintre valorile individuale și valoarea medie a șirului :

$$\nu_i = x_i - \bar{x}. \quad (4.90)$$

Se poate demonstra ușor că suma algebrică a tuturor erorilor aparente ale aceleiași mărimi este egală cu zero :

$$\sum v_i = 0. \quad (4.91)$$

— Eroarea medie pătratică a valorilor individuale dintr-un șir de măsurări efectuate asupra aceleiași mărimi și în aceleași condiții se calculează cu relația :

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - X)^2}{n}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}{n}}. \quad (4.92)$$

Deoarece valoarea adevărată  $X$  nu se cunoaște, eroarea medie pătratică se calculează cu formula lui Bessel :

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n v_i^2}{n-1}}. \quad (4.93)$$

— Eroarea limită  $\delta_{lim}$  a unei valori individuale dintr-un șir de măsurări efectuate asupra aceleiași mărimi și în aceleași condiții este eroarea care are o probabilitate practic nulă de a fi depășită de erorile aparente ale valorilor individuale. Întrucât valorile individuale ale șirului se distribuie normal, ca eroare limită se consideră.

$$\delta_{lim} = 3s. \quad (4.94)$$

— Interval de încredere este intervalul limitat de valorile  $t_1$  și  $t_2$  pentru un parametru  $x$ , dacă, pentru o valoare  $1-\alpha$  a probabilității, există relația :

$$P [t_1 \leq x \leq t_2] = 1 - \alpha. \quad (4.95)$$

Limitele  $t_1$  (inferioară) și  $t_2$  (superioară) ale intervalului de încredere se numesc *limite de încredere*.

Valoarea probabilității  $1-\alpha$ , care exprimă probabilitatea justității afirmației că intervalul de încredere va cuprinde valoarea parametrului, se numește *nivel de încredere*. De exemplu, considerîndu-se (pentru distribuția normală) limitele intervalului de încredere conform relației (4.94) :

$$t_1 = \bar{x} - 3s \text{ și } t_2 = \bar{x} + 3s,$$

probabilitatea de depășire a acestor limite este de numai 0,0027, respectiv 0,27%. În consecință, nivelul de încredere va fi :

$$1 - \alpha = 1 - 0,0027 = 0,9973,$$

adică 99,73% iar relația (4.95) devine :

$$P [(\bar{x} - 3s) \leq x \leq (\bar{x} + 3s)] = 0,9973 = 99,73\%.$$

— Eroarea medie pătratică a valorii medii se calculează cu relația :

$$S = \frac{s}{\sqrt{n}}, \quad (4.96)$$



care arată că eroarea medie pătratică a valorii medii a șirului de valori (obținute prin măsurare) este de  $\sqrt{n}$  ori mai mică decât eroarea medie pătratică a valorilor individuale ale măsurilor mărimii considerate. Ca urmare, în cazul când  $n$  este mare (se fac multe măsurări), precizia rezultatului (a valorii medii) crește.

— **Eroarea medie probabilă a valorii individuale** (numită și *eroarea mediană*) dintr-un șir de măsurări ale aceleiași mărimi, efectuate în aceleași condiții, este eroarea care are probabilități egale de a fi sau a nu fi depășită de către valorile absolute ale erorilor aparente; cu alte cuvinte, eroarea probabilă a valorii individuale este acea eroare pentru care numărul erorilor mai mari ca ea este egal cu numărul erorilor mai mici ca ea atât pentru erorile pozitive, cât și pentru erorile negative.

În consecință, pentru distribuția normală (în cazul când  $\mu=0$ ), în porțiunea pozitivă eroarea probabilă  $\rho$  corespunde abscisei care împarte suprafața de sub curbă în două părți egale  $A_1=A_2$  și, în mod similar, în porțiunea negativă eroarea probabilă  $-\rho$  corespunde abscisei care împarte aria de sub curbă în două părți egale  $A'_1=A'_2$  ( $A'_1=A_1$  și  $A'_2=A_2$ ). Ca urmare, eroarea medie probabilă a valorii individuale va fi eroarea căreia îi corespunde probabilitatea 0,5, adică, luând în considerare funcția lui Laplace :

$$2\Phi(z)=0,5 \text{ și } \Phi(z)=0,25.$$

Din tabelul 4.2, pentru  $\Phi(z) \approx 0,25$ ,  $z \approx 0,68 \approx \frac{2}{3}$ . Deci :

$$\rho = \frac{2}{3}s = \frac{2}{3} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}. \quad (4.97)$$

— **Eroarea probabilă  $K$  a valorii medii** se calculează cu relația :

$$K = \frac{2}{3} S = \frac{2}{3} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} = \frac{2}{3} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}}. \quad (4.98)$$

— **Eroarea limită  $S_{lim}$  a valorii medii** a unui șir de valori obținute prin măsurarea aceleiași mărimi și în aceleași condiții, corespunzătoare unui nivel de încredere  $1-\alpha$ , se calculează cu relația :

$$S_{lim} = t_\alpha \cdot S = t_\alpha \cdot \frac{s}{\sqrt{n}}, \quad (4.99)$$

în care  $t_\alpha$  este variabila de distribuție „t” (Student) pentru nivelul de încredere  $1-\alpha$  și numărul gradelor de libertate  $\nu = n-1$  (luată din tabelul 4.3).

**Exemplul 4.4.** Se consideră o rolă prelucrată cu precizie înaltă, al cărei diametru a fost măsurat cu ajutorul optimetrului vertical (valoarea diviziunii  $i=0,001$  mm). Constatându-se inexistența erorilor sistematice și grosolane, rezultatele celor  $n=20$  măsurări au fost înregistrate în coloana a doua a tabelului 4.4.

Tabelul 4.4

Rezultatele măsurării diametrului efectiv al unui rol

Nr. crt.	$x_i$ , mm	$v_i$ , mm	$v_i^2$ , mm <sup>2</sup>	Nr. crt.	$x_i$ , mm	$v_i$ , mm	$v_i^2$ , mm <sup>2</sup>
1	20,007	+0,001	0,000001	11	20,004	-0,002	0,000004
2	20,009	+0,003	0,000009	12	20,006	0	0
3	20,003	-0,003	0,000009	13	20,007	+0,001	0,000001
4	20,006	0	0	14	20,005	-0,001	0,000001
5	20,005	-0,001	0,000001	15	20,006	0	0
6	20,008	+0,002	0,000004	16	20,007	+0,001	0,000001
7	20,007	+0,001	0,000001	17	20,007	+0,001	0,000001
8	20,005	-0,001	0,000001	18	20,005	-0,001	0,000001
9	20,006	0	0	19	20,008	+0,002	0,000004
10	20,004	-0,002	0,000004	20	20,005	-0,001	0,000001
					$\bar{x} = 20,006$	$\Sigma v_i = 0$	$\Sigma v_i^2 = 0,000044$

Prin calcul s-a obținut :

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{20} x_i}{20} = 20,006 \text{ mm.}$$

Erorile aparente, calculate conform relației (4.90), au fost trecute în coloana a treia a tabelului 4.4. Suma algebrică a acestor erori este, conform relației (4.91) :

$$\sum_{i=1}^{20} v_i = +0,012 - 0,012 = 0.$$

S-au calculat, apoi, pătratele erorilor aparente (trecute în coloana a patra a tabelului 4,4 și s-a determinat suma lor :

$$\sum_{i=1}^{20} v_i^2 = 0,000044 \text{ mm.}$$

Eroarea medie pătratică a șirului de măsurări (care, în același timp, indică și precizia unei singure măsurări) este, conform relației (4.93) :

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{20} v_i^2}{20-1}} = \sqrt{\frac{0,000044}{19}} = 0,0015 \text{ mm} = 1,5 \mu\text{m.}$$

Eroarea limită a valorilor rezultate la măsurare, respectiv eroarea maximă care poate apărea la fiecare măsurare, este conform relației (4.94) :

$$\delta_{\mu\text{m}} = 3s = 3 \cdot 0,0015 = 0,0045 \text{ mm} = 4,5 \mu\text{m.}$$

Eroarea medie pătratică a valorii medii, conform relației (4.96), este :

$$S = \frac{s}{\sqrt{n}} = \frac{0,0015}{\sqrt{20}} = 0,00033 \text{ mm} = 0,33 \mu\text{m.}$$



Eroarea limită a valorii medii, conform relației (4.99), este:

$$S_{lim} = t_{\alpha} \cdot S = 3,4 \cdot 0,33 \approx 1,1 \mu\text{m}.$$

În care  $t_{\alpha} = 3,4$  s-a luat din tabelul 4.3 pentru  $v = 20 - 1 = 19$  și  $1 - \alpha = 1 - 0,003$ .

În exemplul luat, pentru toate măsurările făcute, în aceeași condiții, cu ajutorul optometrului vertical valoarea medie va fi cuprinsă în intervalul:

$$\bar{x} \pm S_{lim} = \bar{x} \pm 0,0011 \text{ mm}.$$

Eroarea probabilă a valorii individuale, conform relației (4.97):

$$\rho = \frac{2}{3} s = \frac{2}{3} \cdot 1,5 = 1 \mu\text{m}.$$

Eroarea probabilă a valorii medii, conform relației (4.98):

$$K = \frac{2}{3} S = \frac{2}{3} \cdot 0,33 = 0,22 \mu\text{m}.$$

În ultimă instanță, rezultatul celor 20 măsurări efectuate este dat sub forma:

$$\bar{x} \pm 0,0011 = 20,006 \pm 0,0011 \text{ mm}.$$

#### 4.3.2. DESCOPERIREA ȘI ELIMINAREA ERORILOR GROSOLANE

Erorile de măsurare grosolane au valori mari în comparație cu valorile celorlalte feluri de erori, denaturează în mod evident rezultatele măsurărilor și nu caracterizează procesul de măsurare desfășurat în condiții normale.

Dacă se consideră, conform relației (4.94), ca eroare limită valoarea  $\delta_{lim} = 3s$ , atunci orice eroare aparentă care satisface inegalitatea:

$$v > \delta_{lim} = 3s \quad (4.100)$$

poate fi socotită eroare grosolană și nu va fi inclusă în calcule. În această situație (și dacă erorile grosolane nu se repetă des din cauza, de exemplu, a unei defecțiuni a mijlocului de măsurare), rezultatul măsurării afectat de eroarea grosolană este eliminat din șir. Astfel, dacă în exemplul tratat, la măsurare s-a obținut valoarea individuală  $x = 20,013 \text{ mm}$ , eroarea aparentă este:

$$v = x - \bar{x} = 20,013 - 20,006 = 0,007 \text{ mm} = 7 \mu\text{m} > \delta_{lim} = 4,5 \mu\text{m}.$$

Ca urmare, valoarea individuală  $x = 20,013 \text{ mm}$  a fost eliminată din șir, iar eroarea aparentă  $v = 7 \mu\text{m}$  nu a mai fost luată în considerație la calcule.

Un alt criteriu de determinare și eliminare a erorilor grosolane, care ține seama de faptul că precizia de măsurare depinde de numărul de măsurări făcute, constă în următoarele: dacă se notează cu  $n_0$  numărul de măsurări care dau erori aparente mai mari decât intervalul  $z\sigma$ , respectiv dacă

$$|v| > z\sigma, \quad (4.101)$$

atunci raportul

$$\frac{n_0}{n} = 1 - 2\Phi(z)$$

constituie probabilitatea de a avea valori care satisfac inegalitatea (4.101), respectiv de a avea erori considerate grosolane. Presupunind că există o singură valoare care depășește intervalul considerat, adică  $n_e=1$ , atunci :

$$\frac{1}{n} = 1 - 2\Phi(z),$$

și

$$\Phi(z) = \frac{n-1}{2n}. \quad (4.102)$$

Cu acest raport din tabelul 4.2 se găsește valoarea  $z$ : și se calculează, apoi, produsul  $z\sigma$  ( $\sigma$  a fost calculat mai înainte). În ultimă instanță, erorile aparente mai mari (în valoare absolută) ca  $z\sigma$  vor fi considerate erori grosolane și vor fi eliminate.

Se poate considera (după criteriul, mai sever, al lui Chauvenet)  $n_e = \frac{1}{2}$ . În acest caz

$$\Phi(z) = \frac{2n-1}{n}. \quad (4.103)$$

Determinându-se  $z$  și  $\sigma$ , orice eroare aparentă mai mare ca  $z\sigma$  va fi considerată și eliminată ca eroare grosolană.

#### 4.3.3. EROAREA LIMITĂ TOTALĂ A METODEI DE MĂSURARE

În practica metrologică (la certificarea unor mijloace de măsurare în scopuri de cercetare, la măsurarea de înaltă precizie în construcțiile de mașini și mecanica de precizie etc.), se impune, de multe ori, determinarea erorii limită totale a metodei de măsurare. Aceasta exprimă, valoric, precizia care se poate obține la măsurarea unei anumite dimensiuni, cu un anumit mijloc de măsurare, în anumite condiții specifice și exterioare și după anumite reguli. În această situație, trebuie stabilite toate sursele de erori și determinate erorile limită corespunzătoare (eroarea limită de indicație a mijlocului de măsurare, eroarea de reglare a mijlocului de măsurare, eroarea datorită variației temperaturii în timpul măsurării, eroarea de citire, eroarea de așezare a piesei măsurate etc.). Unele dintre aceste erori se determină pe cale experimentală (de exemplu, eroarea de indicație a mijlocului de măsurare), iar altele pe cale analitică (de exemplu, eroarea limită datorită variației de temperatură).

Deoarece erorile limită componente pot fi considerate întâmplătoare, conform relației (4.43), se poate scrie :

$$s_{lim, tot} = \sqrt{s_1^2 + s_2^2 + \dots + s_n^2}. \quad (4.104)$$

În care :  $s_{lim, tot}$  este eroarea medie pătratică a erorii limită totale ;

$s_1, s_2, \dots, s_n$  — erorile medii pătratice ale erorilor componente.

Dar eroarea limită totală  $\delta_{lim, tot} = 3s_{lim, tot}$ , iar erorile limită componente  $\delta_{lim1} = 3s_{lim1}$ ,  $\delta_{lim2} = 3s_{lim2}$  etc. În consecință :

$$\delta_{lim, tot} = \sqrt{\delta_{lim1}^2 + \delta_{lim2}^2 + \dots + \delta_{limn}^2}. \quad (4.105)$$



## 4.4. STUDIUL ERORILOR DE PRELUCRARE PE CALE STATISTICĂ

### 4.4.1. CLASIFICAREA ERORILOR DE PRELUCRARE

Dimensiunile și forma pieselor prelucrate nu pot fi obținute cu o precizie absolută, deoarece prelucrarea este însoțită, în mod obiectiv, de erori. Acestea se datoresc, în general, imperfecțiunii mijloacelor de prelucrare (mașini-unelte, scule așchietoare etc.), a mijloacelor de măsurare și insuficienței calificării sau imperfecțiunii organelor senzoriale ale celor care lucrează.

Ca și erorile de măsurare, erorile de prelucrare se clasifică în trei mari grupe: erori sistematice, erori întâmplătoare și erori grosolane.

**Erori sistematice** sînt erorile ale căror cauze pot fi cunoscute sau determinate și ale căror valori, stabilite în fiecare caz în parte, sînt constante sau variabile după o anumită lege. Aceste erori sînt de mai multe feluri.

a) *constante*, cînd intervin cu aceeași valoare, indiferent de valoarea dimensiunii obținute prin prelucrare, de exemplu, eroarea la diametrul unui anumit alezor pentru finisarea alezajelor, eroarea datorată montării greșite a unor mecanisme pe mașinile-unelte utilizate etc.;

b) *variabile într-un sens*, de exemplu, erorile cauzate de uzura sculei cînd cu o singură reglare a acesteia se prelucrează un lot de piese, erorile datorate deformațiilor termice ale unor organe ale mașinii-unelte în prima perioadă de funcționare după o pauză mai lungă etc.;

c) *variabile periodic*, cînd într-un sens, cînd în altul, de exemplu, erorile cauzate de variația pasului la roțile dințate etc.

În general, la prelucrarea cu precizie înaltă (cu toleranțe mici) a pieselor, se pot lua măsuri fie pentru eliminarea (mai rar) a cauzelor erorilor sistematice, fie pentru diminuarea sau compensarea erorilor. De exemplu, uzura sculei nu poate fi redusă la zero, dar acțiunea ei poate fi compensată printr-o reglare corespunzătoare a sculei în raport cu tendința de mărire sau micșorare a dimensiunilor pieselor sau prin reglarea mai frecventă a sculei la dimensiune.

**Erori întâmplătoare** sînt erorile care, ca valoare și ca semn, variază la înțimplare, nu pot fi stabilite în prealabil și cauzele lor sînt indeterminabile sau greu de determinat. Cauzele erorilor întâmplătoare pot fi: deformațiile elastice neuniforme în timp ale organelor și mecanismelor mașinilor-unelte, deformațiile sculelor așchietoare și ale pieselor care se prelucrează, variația forțelor de așchiere, neomogenitatea și variația caracteristicilor fizico-mecanice ale materialului prelucrat, calitatea variabilă a ungerii și răcirii etc.

Erorile întâmplătoare nu pot fi înlăturate, pentru că nu pot fi înlăturate cauzele lor, dar cu ajutorul statisticii matematice poate fi studiată influența lor asupra preciziei de prelucrare.

**Erori grosolane** sau *greșeli* sînt erorile care intervin cu valori exagerate, denaturînd, în mod evident, rezultatul prelucrării și care apar foarte rar. Ele se datoresc fie neatenției sau stării necorespunzătoare a celui care lucrează, fie apariției unei defecțiuni în mijloacele de lucru, fie schimbării bruște a condițiilor de prelucrare. De regulă, eroarea grosolană nu se ia în considerație la studierea și interpretarea rezultatelor prelucrării.

Cele trei grupe de erori pot fi ilustrate prin următorul exemplu: s-a prelucrat, prin strunjire fină, un lot de arbori cu diametrul prescris de  $20_{-0,013}^0$  mm; la prelucrarea fiecăre

pieșe, cuțitul de strung a fost reglat la diametrul mediu prescris de 19,993 mm. Măsurând diametrul pieselor în ordinea obținerii lor, se va constata că valorile obținute variază într-un sens sau altul, fără a se putea prevedea dacă diametrul unei anumite pieșe va fi mai mare sau mai mic decât diametrul pieșei prelucrate anterior. Această variație se datorește tocmai existenței erorilor întâmplătoare. Continuând prelucrarea și măsurarea pieselor, se va mai observa că, pe lângă variația întâmplătoare, diametrele au o tendință generală de creștere, explicată prin uzura (necompensată) a sculei, care introduce astfel o eroare sistematică. Măsurând uzura cuțitului în perioada de la prelucrarea primei la prelucrarea ultimei pieșe din lot, se poate ușor determina valoarea erorii sistematice. Se presupune, mai departe, că, dintre toți arborii prelucrați, doar doi au pentru diametru valorile de 20,054 mm și respectiv 19,910 mm, depărtate cu mult de restul valorilor (acestea fiind cuprinse între limitele prescrise); este sigur că cele două valori s-au obținut din cauza neatenției la reglarea sculei, erorile respective făcând parte, evident din grupa erorilor grosolane.

La prelucrarea, mai ales cu precizie înaltă, a pieselor și la studiul statistic al rezultatelor prelucrării este necesar să se stabilească sursele de erori și caracterul erorilor și să se aplice măsuri corespunzătoare pentru eliminarea sau compensarea lor. În acest sens se recomandă :

— în cazul apariției unei valori exagerate care arată, în mod evident, existența unei erori grosolane, valoarea respectivă să nu fie luată în considerare în studiu, iar prelucrarea și măsurarea să se execute din nou cu mai multă atenție; apariția repetată și succesivă a erorilor grosolane înseamnă, de cele mai multe ori, defectarea mijloacelor de lucru sau de control, ceea ce impune verificare și repararea lor;

— dacă se cunosc cauzele care dau erori sistematice, iar prin intermediul unor relații de calcul, al unor diagrame sau experimental, se pot determina valorile acestor erori, la rezultatele prelucrării și măsurării se adaugă corecțiile, care sînt egale în valoare absolută cu erorile, dar au semn contrar. De obicei, se calculează eroarea sistematică totală, însumînd algebric erorile sistematice componente conform relației (3.7) :

$$\Delta_{\text{stat. tot}} = \Delta_{\text{stat. 1}} + \Delta_{\text{stat. 2}} + \dots + \Delta_{\text{stat. n}}$$

Erorile sistematice apărute exclusiv în procesul de măsurare (eroarea sistematică a metodei de măsurare, eroarea de indicație a mijloacelui de măsurare, eroarea sistematică de așezare a piesei la măsurare etc.), vor fi considerate erori sistematice componente ale erorii sistematice totale de prelucrare.

Corecția totală, adăugată o singură dată la rezultatul prelucrării și măsurării, va fi, conform relației (3.8)

$$\varepsilon = -\Delta_{\text{stat. tot}}$$

#### 4.4.2. STUDIUL ERORILOR DE PRELUCRARE PRIN METODA STATISTICII EMPIRICE

Metoda statisticii empirice, relativ simplă și ușor de aplicat, constă în sistematizarea rezultatelor măsurărilor unui număr de 200—500 piese prelucrate în același condiții, prelucrarea și reprezentarea grafică a acestora rezultate și, în ultimă instanță, compararea lor cu prescripțiile din desenul de execuție al piesei sau din standardele corespunzătoare. Pentru exemplificare, se va considera un caz concret.



Trebuie să se prelucereze o serie de role cu diametrul prescris de  $20 \pm 0,033$  mm. La început s-a prelucrat numai un lot de 300 piese, ca, pe urmă, pe baza concluziilor trase, să se ia, eventual, măsurile corespunzătoare impuse și să se continue prelucrarea. Măsurarea diametrelor s-a efectuat cu ajutorul unui pasametru, cu valoarea diviziunii de 0,002 mm.

În prima etapă, valorile diametrelor se înregistrează în ordinea în care au fost obținute la măsurare. Pe baza valorilor limită găsite, șirul dă o singură informație și anume despre intervalul real de variație a diametrelor celor 300 piese. Se impune o a doua etapă: ordonarea valorilor după rang, în ordine crescătoare sau descrescătoare, fiecare valoare diferită fiind scrisă o singură dată, iar, în dreptul ei, trecându-se numărul de câte ori se repetă (frecvența absolută), ca în tabelul 4.5. Această ordonare (în șir statistic) furnizează mai

Ordonarea valorilor în șir statistic

Tabelul 4.5

Valoarea efectivă a diametrului	Frecvența	Valoarea efectivă a diametrului	Frecvența
19,964	2	19,986	38
19,966	0	19,988	32
19,968	3	19,990	25
19,970	5	19,992	18
19,972	4	19,994	10
19,974	9	19,996	6
19,976	13	19,998	4
19,978	21	20,000	2
19,980	28	20,002	1
19,982	34	20,004	1
19,984	44		
$\Sigma = 300$			

multe informații: mărimea intervalului real de variație a diametrului, numărul de piese cu diametrele efective în afara toleranței prescrise (mai mici decât  $d_{min}$  și mai mari decât  $d_{max}$ ) și o imagine aproximativă a distribuției diametrelor efective între cele două limite. Pentru a obține o imagine completă asupra procesului de prelucrare, se trece la a treia etapă, care constă în următoarele (tab. 4.6): intervalul real de variație se extinde sau se micșorează (dacă este

Tabelul frecvențelor (distribuția de frecvențe)

Tabelul 4.6

Nr. crt.	Limitele claselor		Media clasei $\bar{x}_i$	Frecvența absolută a clasei $n_i$	Frecvența re- lativă a cla- sei $f_i$ %
	inferioară	superioară			
1	19,964	19,968	19,966	5	1,7
2	19,970	19,974	19,972	18	6,0
3	19,976	19,980	19,978	62	20,0
4	19,982	19,986	19,984	116	39,2
5	19,988	19,992	19,990	75	25,0
6	19,994	19,998	19,996	20	6,7
7	20,000	20,004	20,002	4	1,4
$\Sigma n_i = 300$				$\Sigma f_i = 100$	

nevoie) fie numai într-o parte, fie în ambele părți, astfel ca noul interval (diferit de primul cu nu mai mult de 5%) să poată fi împărțit într-un număr convenabil de intervale mai mici, numite *clase*, egale între ele (coloanele a 2-a și a 3-a din tabelul 4.6); în dreptul fiecărei clase se trece media aritmetică (coloana a 4-a), calculată pe baza limitelor clasei, iar în coloana a 5-a se scrie frecvența absolută, adică numărul de piese cu diametrul efectiv cuprins în clasa respectivă; în ultima coloană se trece frecvența relativă în procente, calculată prin împărțirea frecvenței absolute a fiecărei clase la numărul total de valori și înmulțind cu 100 (frecvența relativă, care reprezintă, de fapt, probabilitatea ca diametrul să ia valori cuprinse într-o anumită sau în anumite clase, dă o imagine sugestivă a distribuției diametrelor).

La întocmirea tabelului 4.6 trebuie să se țină seama de următoarele recomandări:

— numărul de clase să nu fie mai mare de 15 (pentru a nu complica calculele) și nici mai mic de 5 (la un număr de clase mai mic de 5 rezultatele nu sînt suficient de convingătoare);

— limita inferioară a unei clase să fie diferită de limita superioară a clasei precedente (diferența dintre cele două limite se ia, în general, egală cu valoarea diviziunii mijlocului de măsurare folosit), pentru a ușura plasarea valorilor pe intervalele.

Tabelul 4.6 se numește *tabelul frecvențelor sau distribuția de frecvențe*.

Distribuția de frecvențe poate fi reprezentată grafic sub formă de histogramă, poligon de frecvențe sau curbă empirică de distribuție.

**Histograma** (fig. 4.8) se obține prin construirea unor dreptunghiuri care au ca bază, pe axa absciselor, amplitudinea claselor în ordinea din tabel (la

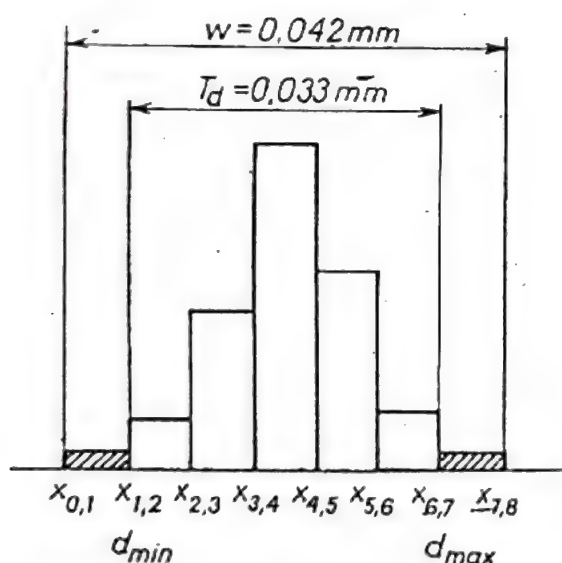


Fig. 4.8. Histograma de distribuție.

o scară convenabilă), iar ca înălțime pe axa ordonatelor, frecvența absolută  $n_i$  a fiecărei clase (amplitudinea clasei a este egală cu diferența dintre limita inferioară sau superioară a unei clase și limita inferioară, respectiv superioară a clasei precedente). Pe axa absciselor, clasele au limite comune: limita comună a două clase consecutive se calculează ca media aritmetică dintre limita superioară a unei clase și limita inferioară a clasei următoare, adică:

$$x_{i,(i+1)} = \frac{x_{i\sup} + x_{(i+1)\inf}}{2},$$

în care:  $x_{i\sup}$  este limita superioară a unei clase;

$x_{(i+1)\inf}$  — limita inferioară a clasei următoare.

Cu ajutorul histogramei se poate calcula ușor frecvența relativă, respectiv probabilitatea apariției valorilor într-un anumit interval, împărțind suprafața porțiunii respective din histogramă la suprafața totală a histogramei.

**Poligonul de frecvențe** (fig. 4.9) se construiește prin unirea cu linii drepte a punctelor de coordonate  $(x'_1, n_1), (x'_2, n_2) \dots (x'_k, n_k)$ . Pentru ca poligonul să fie închis, se iau în considerare și punctele  $(x'_0, n_0)$  și  $(x'_{k+1}, n_{k+1})$ , care nu sînt



trecute în tabelul frecvențelor, întrucît frecvențele absolute ale lor sînt egale cu zero (sau considerate egale cu zero).

Curba empirică de distribuție (fig. 4.10) se obține trasînd o linie curbă prin punctele de coordonate  $(x'_0, n_0), (x'_1, n_1), (x'_2, n_2), \dots, (x'_k, n_k), (x'_{k+1}, n_{k+1})$ . Pentru ca această curbă să caracterizeze întregul proces de prelucrare și nu numai prelucrarea celor 300 piese, se recomandă ca ea să fie trasată nu chiar

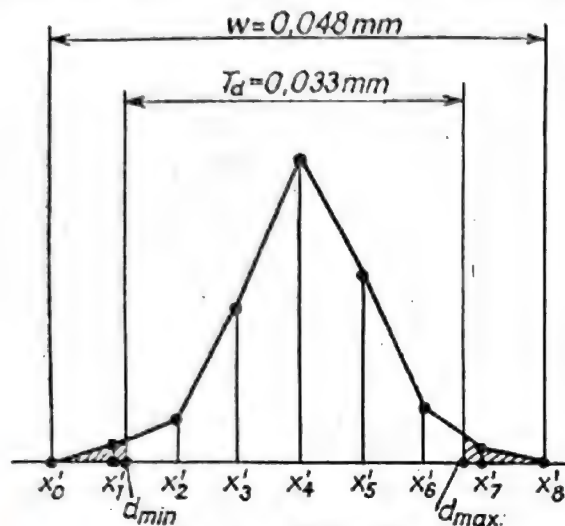


Fig. 4.9. Polygon de frecvențe.

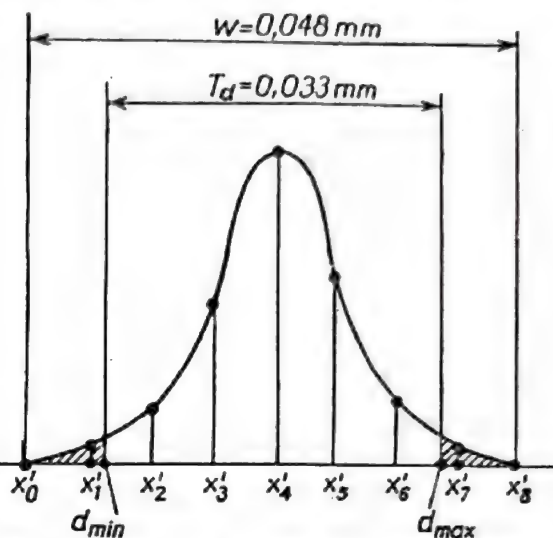


Fig. 4.10. Curbă empirică de distribuție.

prin punctele respective, ci așa ca în fig. 4.10, ceea ce o apropie de curba de distribuție normală (evident, dacă rezultatele prelucrării și măsurării pieselor sînt afectate numai de erori întîmplătoare).

Datele din tabelul frecvențelor și graficele se interpretează în felul următor :

Dacă, în tabel, frecvențele absolute cresc de la valorile periferice, respectiv de la clasele periferice spre valorile, respectiv spre clasele din mijlocul intervalului, situație ilustrată în grafice prin existența unui maxim în zona de mijloc (fig. 4.8—4.10), se poate trage concluzia că diametrele rezultate sînt afectate numai de erori întîmplătoare și distribuția lor între cele două limite poate fi asimilată cu distribuția normală (reprezentată aproximativ prin curba empirică de distribuție din fig. 4.10). În cazul cînd numărul de piese prelucrate pe aceeași mașină-unelte și în aceleași condiții ar fi din ce în ce mai mare, curba empirică de distribuție s-ar apropia din ce în ce mai mult de curba teoretică de distribuție normală.

Intervalul de variație a dimensiunilor, respectiv intervalul de împrăștiere  $W$  este caracteristic fiecărei mașini-unelte și, din această cauză, se poate numi și *toleranța mașinii-unelte*. Mărimea acestei toleranțe, care depinde de starea (gradul de uzură) mașinii-unelte și, în anumită măsură, de diametrul (dimensiunea) piesei prelucrate, se determină fie făcînd diferența dintre cele două limite ale intervalului de variație (din tabel, diferența dintre limita superioară a ultimei clase și limita inferioară a primei clase), fie, mai bine, făcînd diferența dintre valorile limită ale poligonului de frecvență sau ale curbei empirice de distribuție.

În exemplul luat (fig. 4.9 sau 4.10) :

$$W = x'_8 - x'_0 = 20,008 - 19,960 = 0,048 \text{ mm},$$

În care:  $x'_8$  este media clasei cu numărul de ordine 8, necuprinsă în tabel, a cărei frecvență absolută este zero;

$x'_0$  — media clasei cu numărul de ordine 0, necuprinsă în tabel, a cărei frecvență absolută este zero.

Comparând toleranța (intervalul de împrăștiere)  $W$  a mașinii-unelte cu toleranța prescrisă în cazul dat, se constată că:

$$W = 0,048 \text{ mm} > T_d = 0,033 \text{ mm},$$

ceea ce înseamnă că precizia mașinii-unelte folosite este mai mică decât precizia prescrisă și, deci, prelucrarea în continuare a pieselor în același condiții se poate solda ca un anumit rebut. Dacă pe axa absciselor a histogramei, poligonului de frecvențe sau curbei empirice de distribuție se trec valorile limită prescrise ( $d_{max}$  și  $d_{min}$ ) ale diametrului, porțiunea din grafic cuprinsă între  $d_{min}$  și  $d_{max}$  reprezintă cantitatea absolută sau procentuală (după cum se face calculul) de piese bune (cu diametrul efectiv cuprins între cele două limite prescrise), iar porțiunile hașurate (până la  $d_{min}$  și de la  $d_{max}$ ) reprezintă, în valoare absolută sau procentual, tocmai cantitatea de piese rebut.

În cazul când se cere numai determinarea preciziei unei anumite mașini-unelte, intervalul de împrăștiere  $W$ , determinat așa cum a fost expus mai înainte, se compară cu toleranțele prescrise în tabelele STAS pentru intervalul de diametre în care este cuprins și diametrul pieselor prelucrate. În acest fel, se stabilește că mașina-unelte dată poate prelucra piese cu o precizie corespunzătoare unei anumite trepte de precizie standardizate.

Metoda statistică empirică se aplică, în mod obligatoriu, și la determinarea stabilității statice a proceselor tehnologice în cadrul analizei care precede aplicarea controlului statistic (v. cap. 14).

#### 4.4.3. STUDIUL ERORILOR DE PRELUCRARE CU AJUTORUL STATISTICII MATEMATICE

După cum s-a arătat, la prelucrarea unui număr mare de piese de același fel (în producția de serie și de masă), pe aceeași mașină-unelte și în aceleași condiții, valorile dimensiunii date sau erorile care afectează aceste valori au o distribuție foarte apropiată de distribuția normală. Ca urmare, la determinarea preciziei mașinilor-unelte sau la analiza proceselor tehnologice premergătoare aplicării controlului statistic, studiul erorilor de prelucrare cu ajutorul statisticii matematice constă în calcularea parametrilor caracteristici  $\bar{x}$  (valoarea medie aritmetică) și  $s$  (abaterea medie pătratică corectată) ai probei (proba fiind constituită din cele 200—500 piese prelucrate și măsurate în condițiile menționate), trasarea curbei normale de distribuție, compararea rezultatelor obținute cu toleranța prescrisă și stabilirea concluziilor (eventual și a măsurilor ce se impun) legate de desfășurarea operației în cauză.

Valoarea medie aritmetică a probei se calculează cu relația (4.14):

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^m x'_i n_i}{n}$$



sau, în cazul claselor de amplitudini egale, cu relația (4.15) :

$$\bar{x} = C + a \frac{\sum_{i=1}^m \left( \frac{x'_i - C}{a} \right) n_i}{n}.$$

Abateră medie pătratică corectată a probei, în cazul claselor de amplitudini egale, se calculează pe baza relației (4.29) :

$$s = a \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m \left( \frac{x'_i - C}{a} \right)^2 n_i}{n-1} - \frac{n}{n-1} \left( \frac{\bar{x} - C}{a} \right)^2},$$

în care :  $C$  este media clasei cu cea mai mare frecvență ;

$a$  — amplitudinea clasei (diferența dintre limitele de același fel a două clase consecutive).

Intrucât termenul al doilea de sub radical se neglijează (ca avînd valoare foarte mică), abaterea medie pătratică corectată se va calcula cu relația :

$$s = a \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m \left( \frac{x'_i - C}{a} \right)^2 n_i}{n-1}} \quad (4.106)$$

Pentru simplificarea calculelor, se poate lucra numai cu abaterile de la o anumită valoare, de exemplu, de la valoarea nominală prescrisă. În acest caz, valoarea medie aritmetică este :

$$\bar{x} = N + C + a \frac{\sum_{i=1}^m \left( \frac{x''_i - C}{a} \right) n_i}{n}. \quad (4.107)$$

în care :  $N$  este valoarea nominală a dimensiunii măsurate ;

$x''_i$  sînt valorile medii ale celor  $m$  clase de abateri, luate față de valoarea nominală  $N$ .

Abateră medie pătratică se calculează cu aceeași relație (4.106), dar, în locul valorii  $x'_i$ , se vor lua valorile  $x''_i$ .

Analizînd situația ilustrată prin exemplul din pct. 4.4.2, pe baza datelor din tabelele 4.5 și 4.6, se întocmește tabelul 4.7, în care : în prima coloană se trece numărul de ordine al claselor, în coloana a doua (cu două subcoloane) se scriu limitele claselor cu abateri (în  $\mu\text{m}$ ) față de valoarea nominală a diametrului, în coloana a treia se scriu mediile claselor, iar în coloana a patra se trec frecvențele absolute ale claselor. Tabelul mai poate cuprinde cîteva coloane cu calcule parțiale ajutătoare.

S-au luat :  $N = 20,000 \text{ mm}$ ,  $C = x''_4 = -16 \mu\text{m}$  — media clasei cu cea mai mare frecvență ( $n_4 = 116$ ) și  $a = 6 \mu\text{m}$  (diferența dintre două limite inferioare, respectiv superioare a două clase consecutive).

Valoarea medie aritmetică, conform relației (4.107), va fi :

$$\bar{x} = N + C + a \frac{\sum_{i=1}^7 \left( \frac{x''_i - C}{a} \right) n_i}{n} = 20,000 - 0,016 + \frac{0,014}{300} \approx 19,984 \text{ mm}.$$

Tabelul 4.7

Determinarea lui  $\bar{x}$  și  $s$

Nr. crt.	Limitele claselor în $\mu\text{m}$		Media clasei $x_i''$ $\mu\text{m}$	Frecvența absolută a clasei $n_i$	$\left(\frac{x_i - C}{a}\right) n_i$	$\left(\frac{x_i'' - C}{a}\right)^2 n_i$
	inferioară	superioară				
1	2	3	4	5	6	7
1	-36	-32	-34	5	-15	45
2	-30	-26	-28	18	-36	72
3	-24	-20	-22	62	-62	62
4	-18	-14	-16	116	0	0
5	-12	-8	-10	75	+75	75
6	-6	-2	-4	20	+40	80
7	0	+4	+2	4	+12	36
$N=20,000 \text{ mm}$ $C=-16 \mu\text{m}$ $a=6 \mu\text{m}$				$n = \sum_{i=1}^7 n_i = 300$	$\sum_{i=1}^7 \left(\frac{x_i'' - C}{a}\right) n_i = 14$	$\sum_{i=1}^7 \left(\frac{x_i'' - C}{a}\right)^2 n_i = 370$

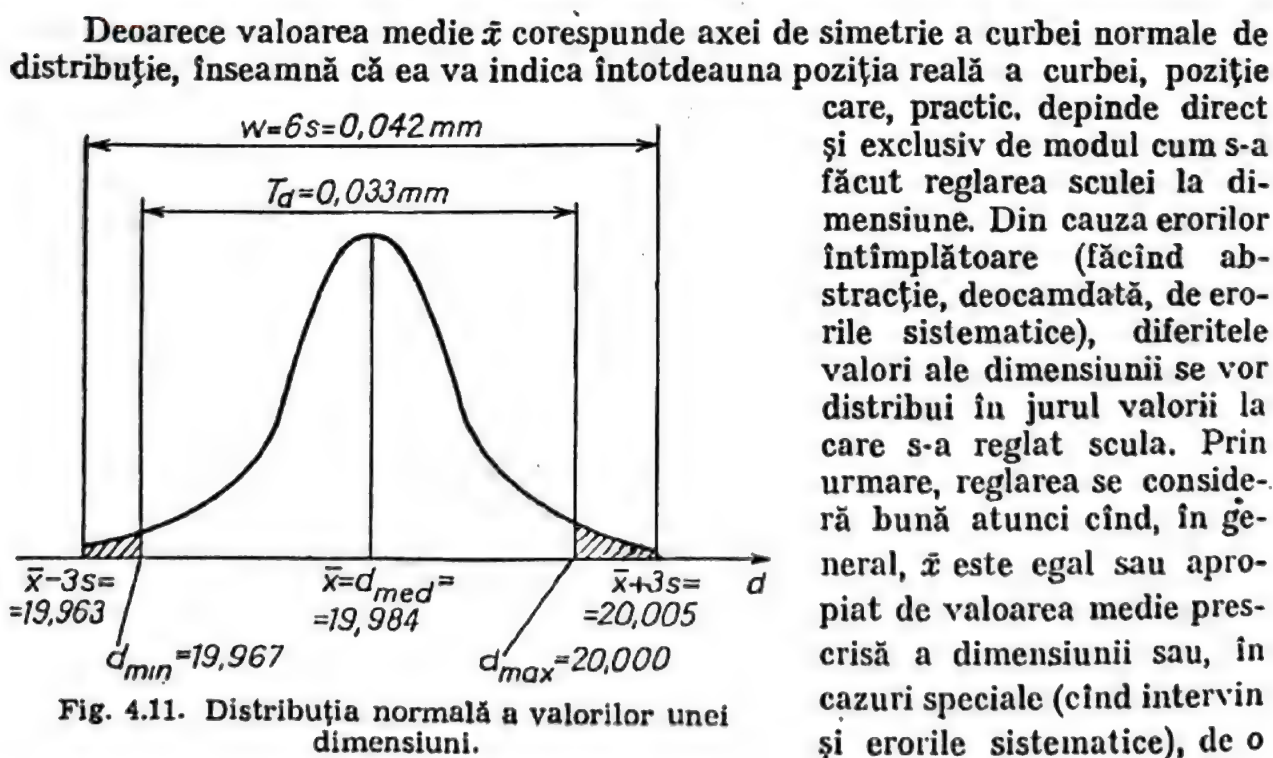
Abaterea medie pătratică, conform relației (4.106), va fi :

$$s = a \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^7 \left(\frac{x_i'' - C}{a}\right)^2 n_i}{n-1}} = 6 \sqrt{\frac{370}{299}} \approx 7 \mu\text{m} = 0,007 \text{ mm}.$$

Pentru construcția curbei normale de distribuție, pe axa absciselor (fig. 4.11) se fixează valoarea lui  $\bar{x}$ , apoi, la o scară convenabilă, se fixează și valorile limită (capetele practic reale ale curbei), care vor fi :

$$\bar{x} - 3s = 19,984 - 3 \cdot 0,007 = 19,963 \text{ mm}.$$

$$\bar{x} + 3s = 19,984 + 3 \cdot 0,007 = 20,005 \text{ mm}.$$





anumită valoare stabilită în prealabil. În exemplul tratat,  $\bar{x} = 19,984 \text{ mm} \approx d_{med}$ . De remarcat că aprecierea definitivă asupra reglării se poate face numai în legătură cu precizia de prelucrare obținută, respectiv cu domeniul  $6s$ . Valoarea  $6s$  reprezintă intervalul real de împrăștiere a valorilor dimensiunii, dat de mașina-unealtă la care s-a executat prelucrarea. Cu alte cuvinte,  $6s$  este toleranța de prelucrare a mașinii-unelte și, deci, reprezintă precizia de prelucrare pe care aceasta o poate asigura. În general, se recomandă ca intervalul  $6s$  să fie mai mic sau cel mult egal cu toleranța prescrisă (reglarea sculei făcându-se astfel, ca  $\bar{x}$  să fie egal sau foarte apropiat de valoarea medie prescrisă a dimensiunii) pentru a se evita apariția pieselor rebut (cu  $d_{ef} > d_{max}$  sau  $d_{ef} < d_{min}$ ). În cazul când  $6s$  este mai mare ca toleranța prescrisă, se recomandă trecerea prelucrării pe o mașină-unealtă mai precisă sau, dacă acest lucru nu este posibil, reglarea sculei să se facă astfel ca rebutul, care ar apare în mod obiectiv să fie recuperabil ( $d_{ef} > d_{max}$  — la arbori sau  $D_{ef} < D_{min}$  — la alezaje).

În exemplul considerat, reglarea s-a făcut la diametrul mediu prescris, dar, întrucît  $6s = 6 \cdot 0,007 = 0,042 \text{ mm} > T_s = 0,033 \text{ mm}$ , precizia mașinii-unelte este mai mică decît precizia prescrisă și, din prelucrare, va rezulta atît o cantitate de piese cu diametrul mai mic decît  $d_{min}$  (rebut definitiv — porțiunea hașurată în partea stîngă a curbei în fig. 4.11), cît și o cantitate de piese cu diametrul mai mare decît  $d_{max}$  (rebut recuperabil — porțiunea hașurată în partea dreaptă a curbei în fig. 4.11). Presupunînd că prelucrarea trebuie să continue pe aceeași mașină-unealtă, reglarea va trebui făcută la o dimensiune mai mare decît  $d_{med}$  cu valoarea  $\frac{6s - T_s}{2} = \frac{0,042 - 0,033}{2} \approx 0,005 \text{ mm}$ . În acest caz, rebutul va fi numai recuperabil, ceea ce, însă, înseamnă măsurarea tuturor pieselor bucată cu bucată, depistarea celor cu diametrul mai mare decît  $d_{max}$  și prelucrarea suplimentară a lor.

#### 4.4.4. DISTRIBUȚII AFECTATE DE ERORI SISTEMATICE

De foarte multe ori, în producția de serie și de masă, dimensiunile pieselor, rezultate în urma prelucrării pe mașini-unelte, sînt afectate, în mod obiectiv, de erori sistematice. Una dintre cele mai importante cauze ale erorilor sistematice este uzura sculelor așchietoare, care, la prelucrarea continuă a unui număr mare de piese de același fel, pe aceeași mașină-unealtă, cu același reglaj la dimensiune și într-o perioadă de timp relativ mare (egală, de obicei, cu perioada dintre două reascuțiri ale sculei), imprimă dimensiunilor fie o tendință de mărire (la prelucrarea suprafețelor exterioare), fie o tendință de micșorare a lor (la prelucrarea dimensiunilor interioare). Explicația este simplă și constă în aceea că, pe măsură ce partea activă a sculei se uzează, adîncimea de așchiere se micșorează. Întrucît uzura sculelor nu poate fi eliminată, ci, în cel mai bun caz, micșorată (prin folosirea, de exemplu, a sculelor armate cu plăcuțe din carburi metalice), la reglarea sculei la dimensiune trebuie să se țină seama de corelația dintre toleranța prescrisă și intervalul de împrăștiere a dimensiunilor, acesta din urmă fiind determinat de influența comună a erorilor întîmplătoare și sistematice.

Pentru a ilustra cele susținute, se va considera, de exemplu, prelucrarea de finisare pe strung a unui număr mare de role (cu o productivitate de 400 buc./h), timp de 6h continuu, cu același

cuțit, cu același regim de așchiere și cu același reglaj (efectuat la începutul prelucrării). Dacă, după fiecare jumătate de oră (timp în care, se presupune, valorile diametrului rozelor sînt afectate numai de erori întimplătoare), piesele prelucrate în această perioadă de timp vor fi măsurate, după prelucrarea statistică a datelor se va constata că fiecare curbă de distribuție va avea o poziție diferită față de celelalte (poziție determinată de valoarea lui  $\bar{x}$ ), dar același interval de împrăștiere (toleranța strungului respectiv)  $w=6s$  (fig. 4.12). Decalarea lui  $\bar{x}$  de la o curbă la alta ( $\bar{x}_1 < \bar{x}_2 < \dots < \bar{x}_6$ ) este determinată totem de uzura cuțitului, care, în cazul dat, a provocat tendința generală de mărire a diametrului, indiferent de variația întimplătoare a acestuia.

Dacă, însă, se va măsura diametrul tuturor celor 2 400 piese prelucrate în cele 6h (evident, în condițiile arătate mai înainte) și, pe baza valorilor obținute prin măsurare, se va construi curba empirică de distribuție (curba  $R$  — fig. 4.12), aceasta va avea o formă apatisată, evident diferită de curba normală de distribuție, ceea ce arată, în mod sigur, existența erorii (sau erorilor) sistematice.

În această situație, intervalul de împrăștiere al valorilor diametrului tuturor rozelor (2 400 buc.) prelucrate cu aceeași reglare va fi (fig. 4.12):

$$W = w + \Delta_{sist} \quad (4.108)$$

în care:  $w=6s$  este intervalul de împrăștiere al valorilor diametrelor (toleranța mașinii-unelte)

în cazul cînd prelucrarea nu este afectată de erori sistematice;

$\Delta_{sist}$  — eroarea sistematică (în cazul dat, uzura sculei așchietoare), care influențează rezultatele prelucrării.

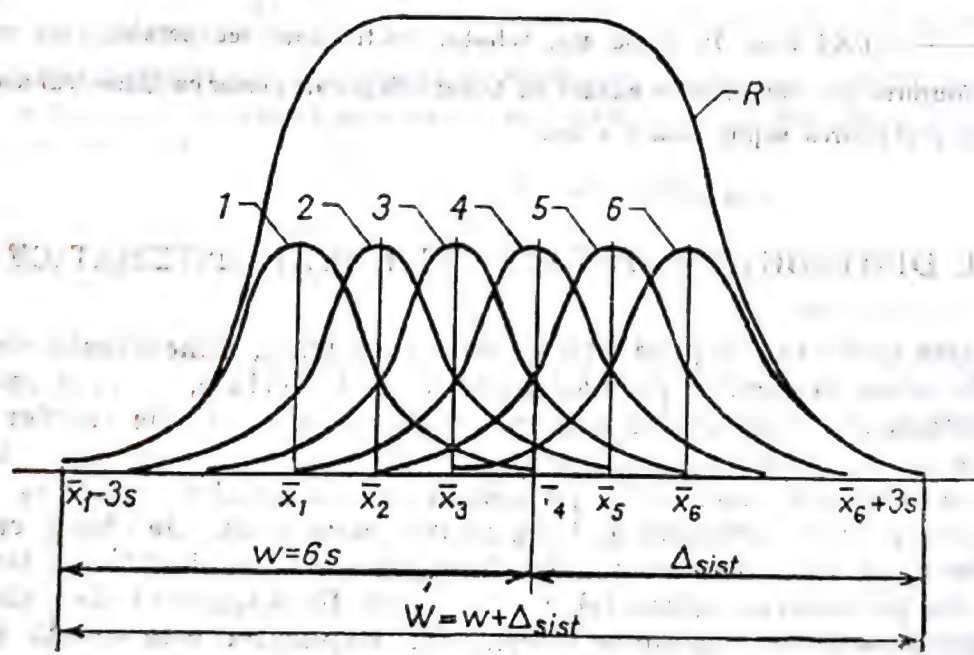


Fig. 4.12. Distribuție afectată de o eroare sistematică.

Presupunînd (așa cum și trebuie să fie practic) că intervalul total de împrăștiere  $W$  este mai mic sau cel mult egal cu toleranța prescrisă și că, într-un fel sau altul eroarea sistematică poate fi cunoscută ca valoare, mașina-unealtă se alege, ca precizie, conform condiției:

$$w = 6s \leq (T_d - \Delta_{sist}). \quad (4.109)$$

Cu alte cuvinte, în cazurile cînd prelucrarea este afectată de erori sistematice și acestea pot fi cunoscute ca valoare, mașina-unealtă utilizată trebuie



să aibă o precizie corespunzător mai mare, respectiv la dimensiunile pieselor prelucrate trebuie să asigure o toleranță  $w=6s$  corespunzător mai mică decât toleranța prescrisă ( $T_d$ ). Diferența dintre toleranța prescrisă ( $T_d$ ) și toleranța mașinii-unelte ( $w$ ) trebuie să compenseze valoarea erorii sau erorilor sistematice care afectează procesul de prelucrare.

Pentru ca prelucrarea să nu se soldeze cu rebuturi, este necesară și respectarea următoarelor condiții:

— la prelucrarea arborilor (suprafețelor exterioare);

$$\bar{x}_1 - 3s \geq d_{min} \text{ și } \bar{x}_n + 3s \leq d_{max};$$

— la prelucrarea alezajelor (suprafețelor interioare), unde eroarea sistematică datorită uzurii sculei provoacă tendința de micșorare a diametrului:

$$\bar{x}_1 + 3s \leq D_{max} \text{ și } \bar{x}_n - 3s \geq D_{min}.$$

Prin urmare: în cazul prelucrării arborilor, reglarea sculei se va face spre diametrul minim ( $d_{min}$ ), corespunzător curbei 1 (v. fig. 4.12); în cazul prelucrării alezajelor, reglarea sculei se va face spre diametrul maxim ( $D_{max}$ ), curba 1 ocupînd acum locul curbei 6 de la figura 4.12.

Cînd în procesul de prelucrare intervin și alte cauze care provoacă erori sistematice, la alegerea preciziei mașinii-unelte și la reglarea sculei se va ține seama, cu ajutorul metodologiei expuse, de influența comună a tuturor erorilor sistematice.

#### 4.5. DISTRIBUȚIA JOCURILOR ȘI STRÎNGERILOR EFECTIVE

După cum s-a arătat în capitolul 1, jocul și strîngerea constituie mărimile caracteristice ale ajustajelor. Dar atît valoarea jocului, cît și valoarea strîngerii sînt funcții de valorile dimensiunilor alezajului și arborelui. Ca urmare, distribuția valorilor efective ale jocului sau ale strîngerii între cele două limite ( $J_{max}$  și  $J_{min}$  respectiv  $S_{max}$  și  $S_{min}$ ) este determinată, direct și exclusiv, de distribuția valorilor efective ale dimensiunilor alezajului între cele două limite prescrise ( $D_{max}$  și  $D_{min}$ ) și de distribuția valorilor efective ale dimensiunii arborelui între cele două limite prescrise ( $d_{max}$  și  $d_{min}$ ).

Considerînd, în cazul proceselor tehnologice cu desfășurare normală, că valorile efective ale dimensiunii alezajului și arborelui se distribuie, între cele două limite prescrise, după legea normală Gauss-Laplace, se poate demonstra că valorile efective ale jocului sau strîngerii la asamblare se vor distribui după aceeași lege normală. Dar, la determinarea abaterii medii pătratice a jocurilor  $\sigma_J$  sau a strîngerilor  $\sigma_S$  respectiv a intervalului de împrăștiere  $w_J = 6\sigma_J$  sau  $w_S = 6\sigma_S$ , trebuie să se țină seama de faptul că jocul și strîngerea sînt, la asamblarea în producția de serie și de masă, evenimente întîmplătoare complexe compuse: în același timp, dimensiunea alezajului și dimensiunea arborelui sînt evenimente întîmplătoare independente (alezajele și arborii se prelucreză separat și valorile efective ale dimensiunilor lor apar întîmplător), care determină tocmai apariția jocului sau a strîngerii ca eveniment complex compus.

Avînd în vedere relația (4.43), se poate scrie:

$$\sigma_{(D+d)} = \sigma_J = \sigma_S = \sigma_{aJ} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} \quad (4.101)$$

În care  $\sigma_J$  se consideră numai la ajustajele cu jocuri,  $\sigma_J$  numai la ajustajele cu stringeri, iar  $\sigma_{aj}$  la orice ajustaje, inclusiv la cele intermediare.

Înmulțind cu 6 și ținând seama de faptul că  $6\sigma_{aj} = w_{aj}$ ,  $6\sigma_D = T_D$  și  $6\sigma_d = T_d$ , se obține :

$$w_{aj} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}. \quad (4.111)$$

Dar, intervalul de împrăștiere  $w_{aj}$  al jocurilor efective la ajustajele cu joc, al strîngerilor efective la ajustajele cu strîngere sau al jocurilor și strîngerilor efective la ajustajele intermediare este, de fapt, toleranța probabilă sau practică a jocurilor, a strîngerilor sau a jocurilor și strîngerilor simultan. Ca urmare, se poate scrie :

$$T_{aj.pr.} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}. \quad (4.112)$$

Comparînd toleranța practică cu toleranța teoretică a ajustajului, se constată că prima este mai mică decît a doua, adică :

$$T_{aj.pr.} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} < T_{aj} = T_D + T_d. \quad (4.113)$$

Ca o consecință normală și imediată, jocurile sau strîngerile limită practice (probabile) vor fi diferite de jocurile sau strîngerile limită teoretice, respectiv (considerînd jocurile și strîngerile ca mărimi diferite) :

$$J_{min.pr.} = J_{min} + \frac{T_{aj} - T_{aj.pr.}}{2}; \quad (4.114)$$

$$J_{max.pr.} = J_{max} - \frac{T_{aj} - T_{aj.pr.}}{2}; \quad (4.115)$$

$$S_{min.pr.} = S_{min} + \frac{T_{aj} - T_{aj.pr.}}{2}; \quad (4.116)$$

$$S_{max.pr.} = S_{max} - \frac{T_{aj} - T_{aj.pr.}}{2}. \quad (4.117)$$

Cele arătate și demonstrate analitic sînt prezentate grafic în figurile 4.13 și 4.14 pentru ajustajele cu joc și respectiv cu strîngere. În cazul ajustajelor intermediare (fig. 4.15), suprafața cuprinsă între curbă și axa absciselor cuprinde două porțiuni : una pentru jocuri (porțiunea din partea dreaptă) și una pentru strîngeri (considerate ca jocuri negative — în partea stîngă) :

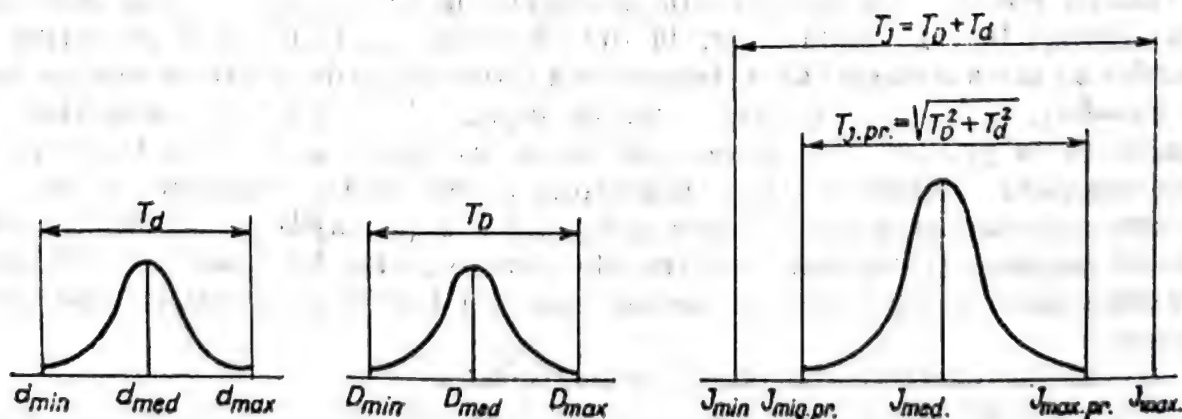


Fig. 4.13. Distribuția jocurilor la un ajustaj cu joc.



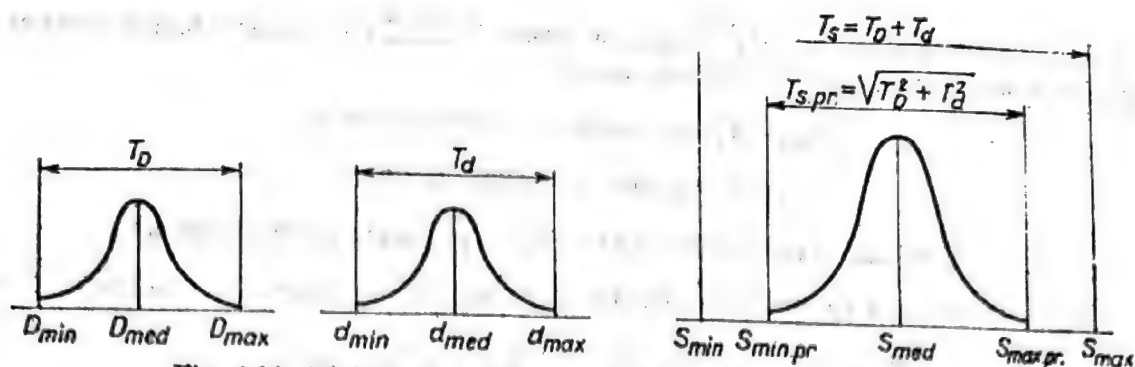


Fig. 4.14. Distribuția stringerilor la un ajustaj cu stringere.

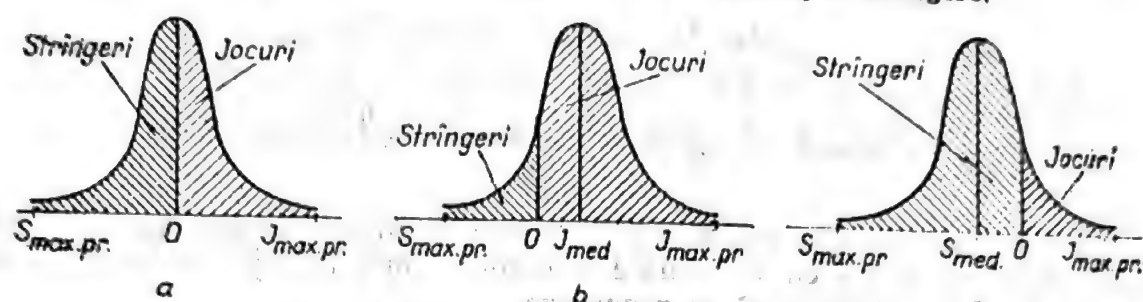


Fig. 4.15. Distribuția jocurilor și stringerilor la un ajustaj intermediar.

- în figura 4.15, a  $|S_{max.pr.}| = |J_{max.pr.}|$  și, deci,  $J_{med} = S_{med} = 0$ ;
- în figura 4.15, b,  $|S_{max.pr.}| < |J_{max.pr.}|$  și, deci, valoarea medie a jocurilor și a stringerilor este un joc ( $J_{med}$ );
- în figura 4.15, c  $|S_{max.pr.}| > |J_{max.pr.}|$  și, drept urmare, valoarea medie a jocurilor și stringerilor este o stringere ( $S_{med}$ ).

Fiecare porțiune de curbă reprezintă probabilitatea de apariție a jocurilor, respectiv a stringerilor.

Diferența dintre mărimea suprafeței curbei jocurilor sau a stringerilor și mărimea suprafeței curbei dimensiunilor la alezaje și arbori (v. fig. 4.13 și 4.14) se explică prin aceea că mărimea primei suprafețe este determinată de numărul total posibil de jocuri sau stringeri, pe cînd mărimea suprafeței curbei dimensiunilor la alezaje și la arbori este determinată de numărul efectiv de alezaje sau arbori prelucrați și asamblați; de exemplu, asamblarea cu joc a 100 alezaje cu 100 arbori (fiecare alezaj cu cîte un arbore) are ca rezultat obținerea a 100 asamblări efective alezaj-arbore, dar numărul total de asamblări posibile este egal cu  $100 \times 100 = 10\,000$ , întrucît fiecare alezaj se poate asambla cu oricare din cei 100 arbori.

Sensul fizic al relațiilor (4.112)–(4.117) este următorul: valorile jocurilor apropiate de jocurile limită teoretice, ca și valorile stringerilor apropiate de stringerile limită teoretice au o probabilitate practic egală cu zero, ceea ce duce la micșorarea toleranței ajustajului și la considerarea altor valori limită ale jocurilor și stringerilor, mai apropiate una de alta decît valorile limită teoretice.

Din cele expuse, se poate trage o concluzie foarte importantă: prin asamblarea alezajelor și arborilor executați cu o anumită precizie (toleranță), se obține un ajustaj cu o precizie practică mai mare (toleranță practică mai mică) decît precizia calculată teoretic. Acest lucru va fi ilustrat prin următorul exemplu.

Se assemblează alezajele  $70^{+0,030}_0$  mm cu arborii  $70^{-0,030}_{-0,060}$  mm. Jocurile limită teoretice și toleranța teoretică a jocului (ajustajului) vor fi :

$$J_{max} = A_s - a_i = 0,030 - (-0,060) = 0,090 \text{ mm} ;$$

$$J_{min} = A_i - a_s = 0 - (-0,030) = 0,030 \text{ mm} ;$$

$$T_J = J_{max} - J_{min} = 0,090 - 0,030 = T_D + T_d = 0,030 + 0,030 = 0,060 \text{ mm}.$$

Toleranța practică (probabilă) a jocului și jocurile limită practice (probabile) vor fi :

$$T_{J,pr.} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \sqrt{0,030^2 + 0,030^2} = 0,042 \text{ mm} ;$$

$$J_{max,pr.} = J_{max} - \frac{T_J - T_{J,pr.}}{2} = 0,090 - \frac{0,060 - 0,042}{2} = 0,081 \text{ mm} ;$$

$$J_{min,pr.} = J_{min} + \frac{T_J - T_{J,pr.}}{2} = 0,030 + \frac{0,060 - 0,042}{2} = 0,039 \text{ mm}.$$

Aplicarea, în sens invers, a acestor calcule în proiectare la alegerea ajustajelor se poate solda cu însemnate economii, mai ales pentru prelucrarea pieselor. Iată cum trebuie să se procedeze.

Se presupune că, în urma unor calcule avînd la bază condițiile funcționale, pentru un ajustaj cu joc (cu dimensiunea nominală de 70 mm), jocurile limită admisibile pot fi  $J_{max} \leq 0,080$  mm și  $J_{min} \geq 0,040$  mm. Considerînd că toleranța arborelui este egală cu toleranța alezajului, adică  $T_d = T_D$ , calculele teoretice elementare ale celor două toleranțe ar da :

$$T_J = J_{max} - J_{min} = 0,080 - 0,040 = 0,040 \text{ mm}.$$

În același timp,

$$T_J = T_D + T_d = 2 \cdot T_D = 2 \cdot T_d,$$

de unde :

$$T_D = T_d = \frac{T_J}{2} = \frac{0,040}{2} = 0,020 \text{ mm}.$$

Dacă se ține seama de distribuția normală a dimensiunilor, se obține :

$$T_J = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = T_D \sqrt{2} = T_d \sqrt{2}.$$

de unde :

$$T_D = T_d = \frac{T_J}{\sqrt{2}} = \frac{0,040}{\sqrt{2}} = 0,029 \text{ mm}.$$

Comparînd toleranțele obținute prin calcul cu cele standardizate și considerînd ca probabile jocurile cuprinse între 0,040 mm și 0,080 mm, se poate alege ajustajul cu alezajul  $70^{+0,030}_0$  mm și arborele  $70^{-0,030}_{-0,060}$  mm.

Este evident că piesele se pot prelucra mai ușor și mai ieftin cu toleranțe de cîte 0,030 mm decît cu toleranțe de cîte 0,020 mm.



## MIJLOACE UNIVERSALE PENTRU MĂSURAREA DIMENSIUNILOR LINIARE ȘI UNGHIULARE

### 5.1. CLASIFICAREA MIJLOACELOR UNIVERSALE DE MĂSURARE

Mijloăcele universale de măsurare au o foarte largă utilizare în construcția de mașini.

Astfel, în condițiile producției individuale, de serie mică și mijlocie, mijloăcele universale sînt utilizate în mod curent la control. În producția de serie mare și de masă, aceste mijloace se folosesc fie ca părți componente ale unor dispozitive de control sau ale unor instalații de măsurare și control, fie ca mijloace de măsurare independente prin aplicarea metodelor de control statistic operativ.

Din punctul de vedere constructiv și al principiului de funcționare, mijloăcele de măsurare universale se clasifică astfel :

— *Măsură cu valoare constantă.* În această grupă sînt cuprinse, în general, metrii fără repere, calele terminale de lungime, calele unghiulare, calele de interstii etc.

— *Măsură cu valoare variabilă.* În această grupă sînt cuprinse măsurile de lungime cu repere (metrii gradati, riglele gradate etc.) și măsurile unghiulare (de arc de cerc) cu repere (raportoarele).

— *Instrumente și aparate de măsurat,* care, la rîndul lor, pot fi clasificate în :

— instrumente cu riglă sau cu cadran gradat, prevăzute cu vernier (șublere, raportoare universale etc.) ;

— instrumente și aparate cu șurub micrometric (micrometre etc.) ;

— aparate comparatoare : mecanice, optico-mecanice, cu roți dințate etc. ;

— aparate optice cu proiecție (proiectoare) ;

— microscopie de măsurare pentru lungimi și unghiuri ;

— aparate bazate pe principiul interferenței (microscopul de interferență) ;

— aparate cu acționare și amplificare pneumatică ;

— aparate electrice cu contact, cu inducție, piezoelectrice, cu elemente fotoelectrice, capacitive etc. ;

— aparate realizate prin combinarea a diferite principii constructive și funcționale : mecano-electrice, pneumomecanice, electromecanice etc.

După destinația lor, mijloacele de măsurare se clasifică în funcție de felul dimensiunilor sau al elementelor pe care le măsoară : mijloace universale pentru măsurarea lungimilor, mijloace universale pentru măsurarea unghiurilor (unele mijloace universale, cum ar fi, de exemplu, microscopul mare de atelier și cel universal, sînt utilizate atît la măsurarea lungimilor, cît și a unghiurilor), mijloace speciale pentru măsurarea filetelor, mijloace speciale pentru măsurarea roților dințate etc.

## 5.2. CARACTERISTICILE CONSTRUCTIVE ȘI METROLOGICE ALE MIJLOACELOR UNIVERSALE DE MĂSURARE

### 5.2.1. CALE PLAN-PARALELE ȘI CALIBRE DE INTERSTIȚII

Calele plan-paralele sînt măsuri terminale, a căror lungime este determinată de distanța dintre două suprafețe plane și paralele, numite *suprafețe de măsurare*.

La calele plan-paralele se utilizează următorii termeni (STAS 2517-79) :

— *suprafață de referință*, care este o suprafață geometrică plană și la care se raportează toate dimensiunile calei plan-paralele, aparținînd unui corp auxiliar confecționat din același material ca și cala plan-paralelă (fig. 5.1, a) ;

— *suprafețe de măsurare*, care sînt suprafețele plane și paralele ce determină lungimea calei plan-paralele (fig. 5.1, b) ;

— *lungimea nominală*, care este dată de distanța dintre suprafața liberă de măsurare a calei plan-paralele și suprafața de referință pe care este așezată cu cealaltă suprafață de măsurare, în cazul cînd asupra sistemului nu acționează forțe exterioare care să tindă să modifice lungimea calei (fig. 5.1, c) ;

— *lungimea nominală impusă*, care este lungimea impusă prin standard (fig. 5.1, d) ;

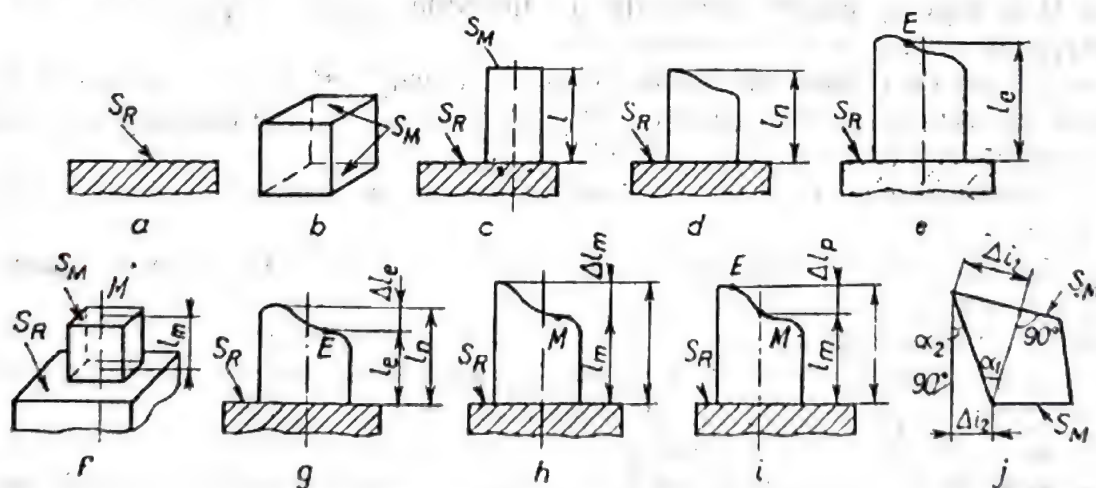


Fig. 5.1. Elementele calelor plan-paralele.

— *lungimea efectivă într-un punct*, care este dată de distanța într-un punct oarecare E a suprafeței libere de măsurare și suprafața de referință (fig. 5.1, e) ;



— *lungimea mediană*, care este dată de lungimea efectivă a centrului geometric  $M$  a suprafeței de măsurare liberă (fig. 5.1,  $f$ );

— *abaterea lungimii efective într-un punct*, care este diferența dintre lungimea efectivă într-un punct și lungimea nominală (fig. 5.1,  $g$ ), fiind dată de relația:

$$\Delta l_e = l_e - l_n \quad [\text{mm}]; \quad (5.1)$$

— *abaterea lungimii mediane*, care este diferența dintre lungimea mediană și lungimea nominală (fig. 5.1,  $h$ ), fiind dată de relația:

$$\Delta l_m = l_m - l_n \quad [\text{mm}]; \quad (5.2)$$

— *abaterea de la plan-paralelism*, care este diferența maximă dintre lungimea efectivă într-un punct și lungimea mediană (fig. 5.1,  $i$ ), fiind dată de relația:

$$\Delta l_p = l_e - l_m \quad [\text{mm}]; \quad (5.3)$$

— *abaterea de la perpendicularitatea suprafețelor laterale*  $\Delta i$ , care este dată de diferența dintre unghiul format de suprafața laterală cu suprafața de măsurare a călei și unghiul drept, exprimată prin lungimea laturii opuse unghiului (fig. 5.1,  $j$ ).

Calele au formă de paralelipiped dreptunghic (v. fig. 5.1,  $b$ ) și sînt executate din oțel aliat, cu o duritate minimă a suprafețelor de măsurare de 62 HRC și o rugozitate  $R_a = 0,012 \mu\text{m}$ . Lungimea nominală impusă ( $l_n$ ) se înscrie fie pe una din suprafețele de măsurare, cînd  $l_n \leq 5,5 \text{ mm}$ , fie pe una din suprafețele laterale, cînd  $l_n > 5,5 \text{ mm}$  (fig. 5.2).

Calele plan-paralele se execută cu lungimi nominale impuse, care reprezintă termenii unor serii (trepte) constituite în progresie aritmetică (tabelul 5.1).

De regulă, calele plan-paralele se livrează în truse, o trusă asociind cîteva serii de cale.

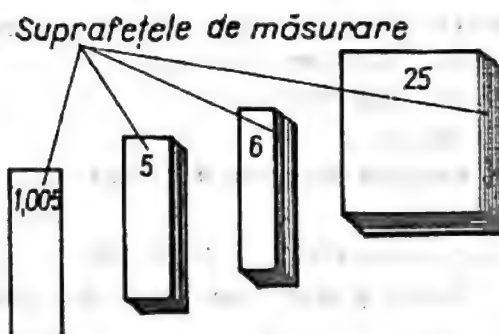


Fig. 5.2. Cale plan-paralele.

Serii de cale plan-paralele

Tabelul 5.1

Seria	Rația seriei (treapta), mm	Valoarea lungimii nominale impuse $l_n$ , mm
1	0,001	1,001 ; 1,002 ..... 1,009
2	0,001	9,990 ; 9,991 ..... 10,010
3	0,01	1,01 ; 1,02 ..... 1,09
4	0,01	1,01 ; 1,02 ..... 1,49
5	0,01	9,90 ; 9,91 ..... 10,10
6	0,1	1,1 ; 1,2 ..... 1,9
7	0,5	1,0 ; 1,5 ..... 9,5
8	0,5	1,0 ; 1,5 ..... 24,5
9	1	1 ; 2 ..... 9
10	10	10 ; 20 ..... 100
11	25	25 ; 50 ..... 100
12	100	100 ; 200 ..... 1 000

Calele se clasifică în cinci clase de precizie, care sînt notate cu : 00, 0, 1, 2 și 3 (cea mai precisă fiind clasa 00), în funcție de abaterea limită într-un punct ( $\Delta l_p$ ), de abaterea lungimii mediane ( $\Delta l_m$ ), de abaterea limită de la plan-paralelism ( $\Delta l_p$ ), de abaterea de la perpendicularitatea suprafețelor laterale ( $\Delta i$ )

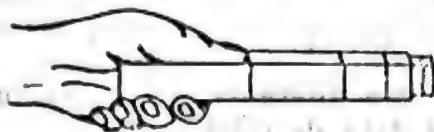


Fig. 5.3. Bloc de cale plan-paralele.

și de calitatea aderării. Clasa de precizie a unei truse de cale plan-paralele este considerată clasa de precizie cea mai scăzută a unei cale din componența trusei, dar, de obicei, toate calele dintr-o trusă au aceeași clasă de precizie.

Suprafețele de lucru (de măsurare) ale calelor trebuie astfel prelucrate, încît să aibă proprietatea de aderare între ele, la suprafețe plane din același material sau la lame de cuarț ori din sticlă specială. Aderarea poate avea loc prin simplu contact (la cale de clasa 00 și 0) sau prin apăsare (la cale de clasele 1, 2 și 3). Proprietatea de aderare a calelor dă posibilitatea formării blocurilor de cale (fig. 5.3), care, practic, pot avea orice dimensiune. Dimensiunea blocului de cale este egală cu suma lungimilor calelor componente. La formarea blocului de cale, calele componente se aleg în mod succesiv, în funcție de ultima zecimală.

De exemplu :

se cere să se formeze un bloc de cale cu dimensiunea de	83,583 mm
Dimensiunea blocului de cale	83,583 mm
Dimensiunea primei cale	1,003 mm
Restul	82,580 mm
Dimensiunea celei de-a doua cale	1,080 mm
Restul	81,500 mm
Dimensiunea celei de-a treia cale	1,500 mm
Restul și dimensiunea celei de-a patra cale	80,000 mm

Se recomandă ca blocul să fie format dintr-un număr minim de cale.

Calele plan paralele sînt utilizate la verificarea și etalonarea diferitelor aparate de măsurare, la reglarea mașinilor-unelte și a altor mașini, la măsurări nemijlocite, la lucrări de trasare etc. La verificarea și etalonarea aparatelor de măsurat se utilizează cale cu precizie mai mare (în funcție de precizia aparatului), iar la măsurări nemijlocite sau la lucrări de trasare sînt folosite cale de precizie mai mică.

Pentru mărirea posibilităților de utilizare a calelor, se folosesc diferite accesorii (fig. 5.4), care se livrează în truse. O trusă este compusă din suportul 1 și cadrul 2, în care se introduc calele și o serie de vîrfuri speciale. De exemplu, două vîrfuri plane cu o porțiune cilindrică la unul din capete (de 10 mm) dau posibilitatea formării unui dispozitiv simplu pentru controlul dimensiunilor exterioare sau interioare (fig. 5.5, a) ; o altă serie de vîrfuri dă posibilitatea formării unui dispozitiv de trasare în plan (fig. 5.5, b) sau de trasare a unei piese așezate pe masa de trasaj (fig. 5.5, c).

Verificarea lungimii mediane a calei ( $l_m$ ) se face prin :

— metoda absolută de măsurare prin interferență, la calele de clasa de precizie 0 (cu ajutorul microscopului de interferență) ;



— metoda relativă (comparativă) prin interferență, la calele de clasa de precizie 1 în comparație cu calele de clasa de precizie 0 (tot cu ajutorul microscopului de interferență);

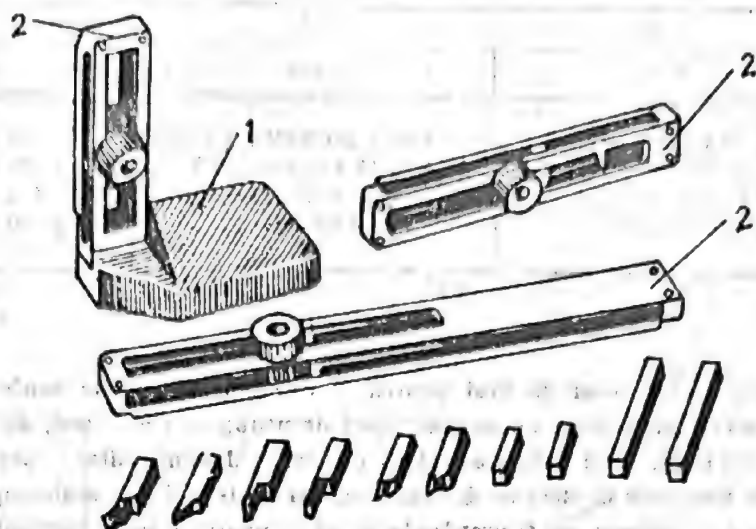


Fig. 5.4. Accesorii pentru calele plan-paralele.

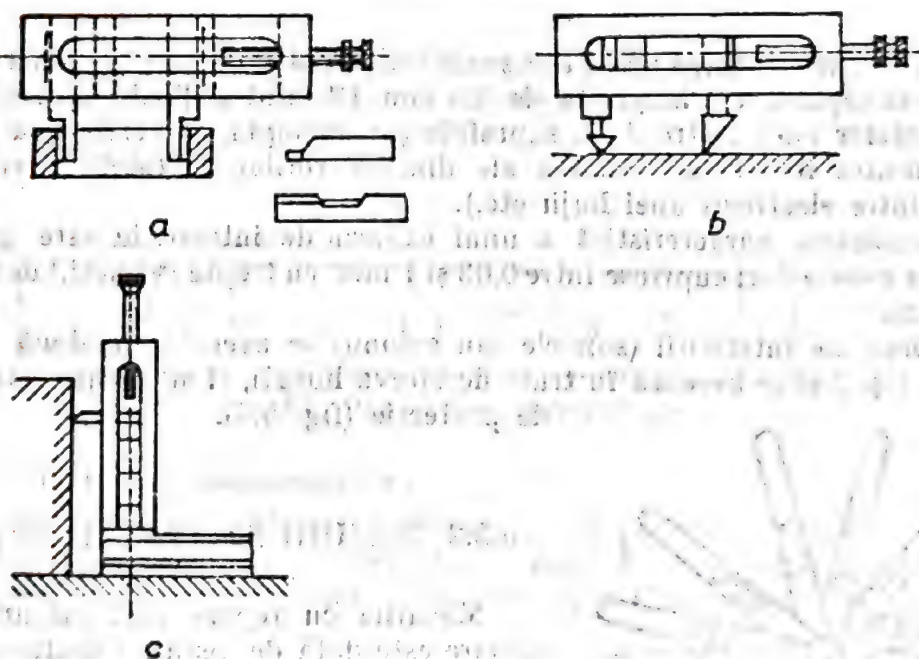


Fig. 5.5. Dispozitive de măsurare cu cale plan-paralele :

a — pentru măsurarea dimensiunilor interioare; b — pentru trasarea cercurilor sau a liniilor paralele; c — pentru trasarea unor linii sau puncte.

— metoda relativă tehnică, la calele de clasa de precizie 2 în comparație cu calele de clasa de precizie 1 (cu ajutorul unor plăci plane de sticlă specială).

Calele de clasă de precizie scăzută (2 și, mai ales 3) pot fi verificate cu ajutorul unor aparate universale de măsurare de precizie ridicată (de exemplu, ultraoptimetrul) în comparație cu o cală de precizie ridicată (de clasa 1, respectiv 2). Verificarea aderării se face tot cu ajutorul unor plăci plane de sticlă, conform STAS 2517-66.

Relațiile de calcul al abaterilor limită ale calelor sint date în tabelul 5.2.

Relațiile de calcul ale abaterilor limită ale caleelor plan-paralele Tabelul 5.2

Clasa de precizie	$\Delta l_p$	$\Delta l_p$	$\Delta l$
	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
0	$\pm (0,1 + 0,002 \cdot l_n)$	$\pm (0,1 + 0,00014 \cdot l_n)$	$\pm (50 + 0,10 \cdot l_n)$
1	$\pm (0,2 + 0,005 \cdot l_n)$	$\pm (0,16 + 0,00025 \cdot l_n)$	$\pm (80 + 0,12 \cdot l_n)$
2	$\pm (0,5 + 0,01 \cdot l_n)$	$\pm (0,25 + 0,00015 \cdot l_n)$	$\pm (75 + 0,20 \cdot l_n)$
3	$\pm (1,0 + 0,02 \cdot l_n)$	$\pm (0,5 + 0,0008 \cdot l_n)$	$\pm (90 + 0,25 \cdot l_n)$

**Observații :**

1. Cu aprobarea Oficiului de Stat pentru Metrologie, se admite confecționarea caleelor plan-paralele de altă formă decît de paralelipiped dreptunghic (de obicei, de formă cilindrică atunci cînd  $l_n > 100$  mm), fiind obligatorie însă păstrarea dimensiunilor suprafețelor de lucru, echivalente cu ale unei cale de aceeași dimensiune, dar cu formă de paralelipiped dreptunghic.
2. Calele cu  $l_n > 100$  mm pot fi prevăzute cu găuri pentru fixarea elementelor de legătură, precum și cu repere (sau praguri) trasate la distanța de 0,2113 l de la suprafețele de măsurare.
3. Cu aprobarea DGMSI-OSIM, la cererea beneficiarului se pot livra și cale neasociate în trusă.

**Calibrele de interstii** numite și *sonde* sau *spioni*, sînt cale în formă de lame rotunjite la capete, cu lungimea de 100 mm. Ele sînt utilizate pentru măsurarea distanțelor mici dintre două suprafețe (de exemplu, la verificarea jocurilor laterale dintre flancurile neactive ale dinților roților dințate, la verificarea jocului dintre electrozii unei bujii etc.).

Dimensiunea caracteristică a unui calibru de interstiiu este grosimea, care poate avea valori cuprinse între 0,03 și 1 mm, cu trepte (variații) de 0,01 mm și 0,25 mm.

Calibrele de interstii (sondele sau spionii) se execută în două clase de precizie : 1 și 2 și se livrează în truse de cîteva bucăți, fiind prinse într-o teacă de protecție (fig. 5.6).

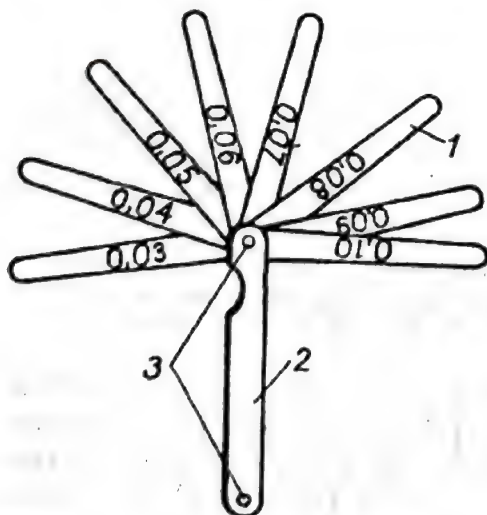


Fig. 5.6. Calibre de interstii :  
1 — calibru; 2 — teacă de protecție;  
3 — șuruburi de prindere.

## 5.2.2. MĂSURI SIMPLE CU REPERE

Măsurile cu repere sînt măsuri a căror valoare este dată de distanța dintre două repere, trasate perpendicular pe axa măsurii. Se deosebesc măsuri cu două repere și măsuri cu mai multe repere.

● Ca măsuri cu numai două repere se disting :

— *metrul etalon prototip internațional* din platină iridiată, care, așa cum s-a arătat, a fost înlocuit cu „metrul luminos“ ;

— *metrul etalon prototip național*, inițial identic cu metrul prototip internațional, de



care, acum, se deosebește prin trasarea reperelor (cel care aparține țării noastre are numărul 6 c). În prezent, este folosit ca etalon principal de ordinul I pentru transmiterea unității fundamentale de lungime la metrul etalon de ordinul II și pentru verificarea acestuia.

● Din grupa măsurilor cu mai multe repere fac parte :

— *metrul etalon principal de ordinul II* (etalon de lucru), executat din oțel aliat cu nichel, care are secțiunea transversală în formă de H și pe porțiunea de la 0 la 100 cm este divizat din milimetru în milimetru (fig. 5.7). În stînga reperului 0 și în dreapta reperului 100 cm, este trasat suplimentar cîte un milimetru divizat din 0,1 în 0,1 mm. Servește la verificarea riglei etalon principal de ordinul III;

— *rigla etalon principal de ordinul III*, care are secțiunea în formă de I, cu diviziuni din mm în mm pe toată lungimea (fig. 5.8);

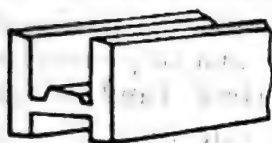


Fig. 5.7. Metrul etalon principal de ordinul II.

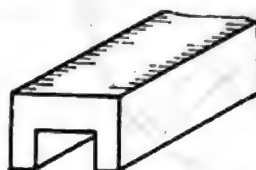


Fig. 5.8. Rigla etalon principal de ordinul III.

— *rigla etalon de verificare* clasa de precizie 1, cu secțiune pătrată (fig. 5.9) și executată din oțel inoxidabil. Este divizată din mm în mm, limita superioară putînd fi : 500, 1 000 sau 2 000 mm. Servește ca etalon pentru verificarea riglelor de lucru.

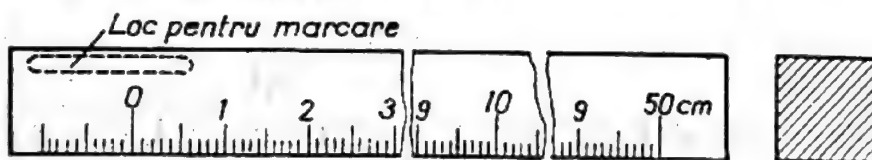


Fig. 5.9. Rigla etalon de verificare.

● Au mai fost standardizate :

— *Rigla metalică rigidă normală* cu secțiunea pătrată (ca în fig. 5.9) sau dreptunghiulară (fig. 5.10). Se deosebesc : rigla de control (execuție A sau clasa de precizie I) și rigla de lucru (execuție B și C sau clasele de precizie II

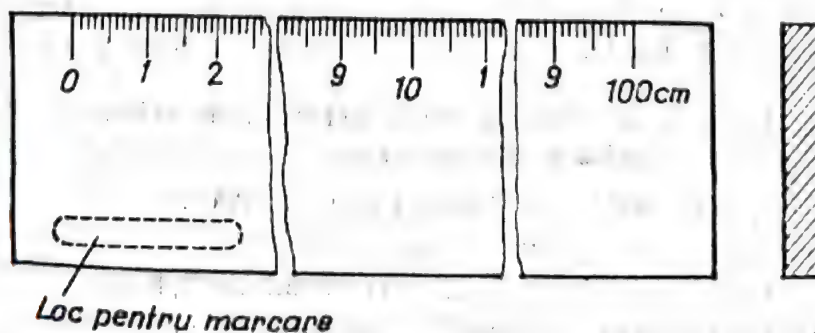


Fig. 5.10. Rigla metalică rigidă normală.

și III). Ambele tipuri de rigle sînt utilizate la măsurarea dimensiunilor și la lucrări de trasare și au limita superioară de măsurare de 500, 1 000, 1 500, 2 000, 3 000, 4 000 sau 5 000 mm, cu diviziunea de 1 mm. Se utilizează și *rigle rigide scurte*, cu limita superioară de măsurare de 200, 250, 300 și 400 mm.

— *Rigla metalică flexibilă*, executată din bandă de oțel, într-o singură clasă de precizie, cu limita superioară de măsurare de 100, 200, 300, 500, 1 000, 1 500 și 2 000 mm. Pe bandă sînt trasate două scări gradate, așezate față în față pe aceeași parte a riglei și cu diviziunea de 1 mm. Se folosește la măsurări curente în producție.

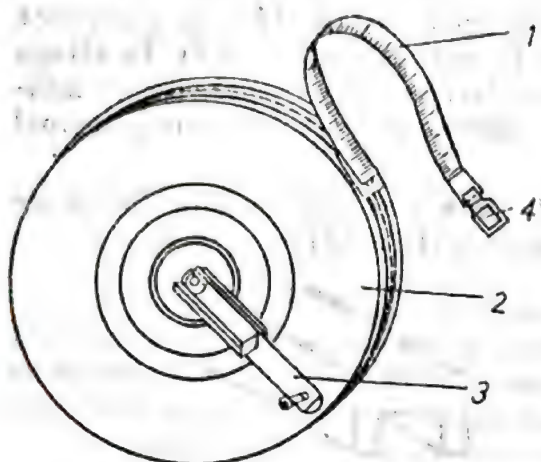


Fig. 5.11. Ruletă metalică.

— *Metrul metalic articulat* (pliant) format din lamele de oțel cu capetele rotunjite și gradate pe ambele fețe. Lamelele sînt prinse una de alta la capete prin articulații simple, în poziția de măsurare fiind dispuse una în prelungirea alteia, iar în poziție strînsă fiind suprapuse. Lungimea totală este de 1 000 sau 2 000 mm. Se utilizează mai ales în lucrări de construcții, de tîmplărie etc.

— *Ruleta metalică* (fig. 5.11), construită dintr-o bandă de oțel 1, subțire și flexibilă, care se strînge prin înfășurare în cutia 2, fiind prinsă de axul central al cutiei. Înfășurarea benzii în cutie se face prin învîrtirea manivelei 3. Capătul liber al benzii este prevăzut cu un inel sau o verigă de întindere 4.

— *Metrul flexibil*, executat din bandă subțire și îngustă de oțel. De obicei, se păstrează într-o cutie cu sau fără ax central, unde intră prin înfășurare în spirală.

### 5.2.3. INSTRUMENTE DE MĂSURARE CU SCARĂ GRADATĂ ȘI VERNIER

Cele mai des utilizate instrumente cu scară gradată și cu vernier pentru măsurarea lungimilor sînt : șublerul de exterior, șublerul de exterior și interior, șublerul de adîncime și șublerul de trasaj.

În practică se mai utilizează și diferite tipuri de șublere speciale cum ar fi, de exemplu, șublerul pentru măsurarea grosimii dinților la roțile dințate.

*Vernierul* este o scară gradată suplimentară, cu ajutorul căreia se mărește precizia de citire a fracțiunilor de diviziune de pe scara gradată principală a șublerului.

Șublerele obișnuite se clasifică după următoarele criterii :

— După limita superioară de măsurare :

$L=150, 200, 300, 500, 800, 1\,000, 1\,500$  și  $2\,000$  mm.

— După valoarea diviziunii vernierului :

a) șublere cu valoarea diviziunii vernierului de 0,1 mm ;

b) șublere cu valoarea diviziunii vernierului de 0,05 mm ;

c) șublere cu valoarea diviziunii vernierului de 0,02 mm.



Șublerul de exterior și interior se execută în diferite variante constructive: cu două ciocuri de măsurare (fig. 5.12, a), cu patru ciocuri de măsurare (cite două de o parte și alta, fig. 5.12, b, c), cu două ciocuri normale pentru exterior și cu două ciocuri inverse pentru interior (fig. 5.12, b). El este constituit din rigla gradată 1 (diviziunea fiind egală cu 1 mm) cu unul sau două

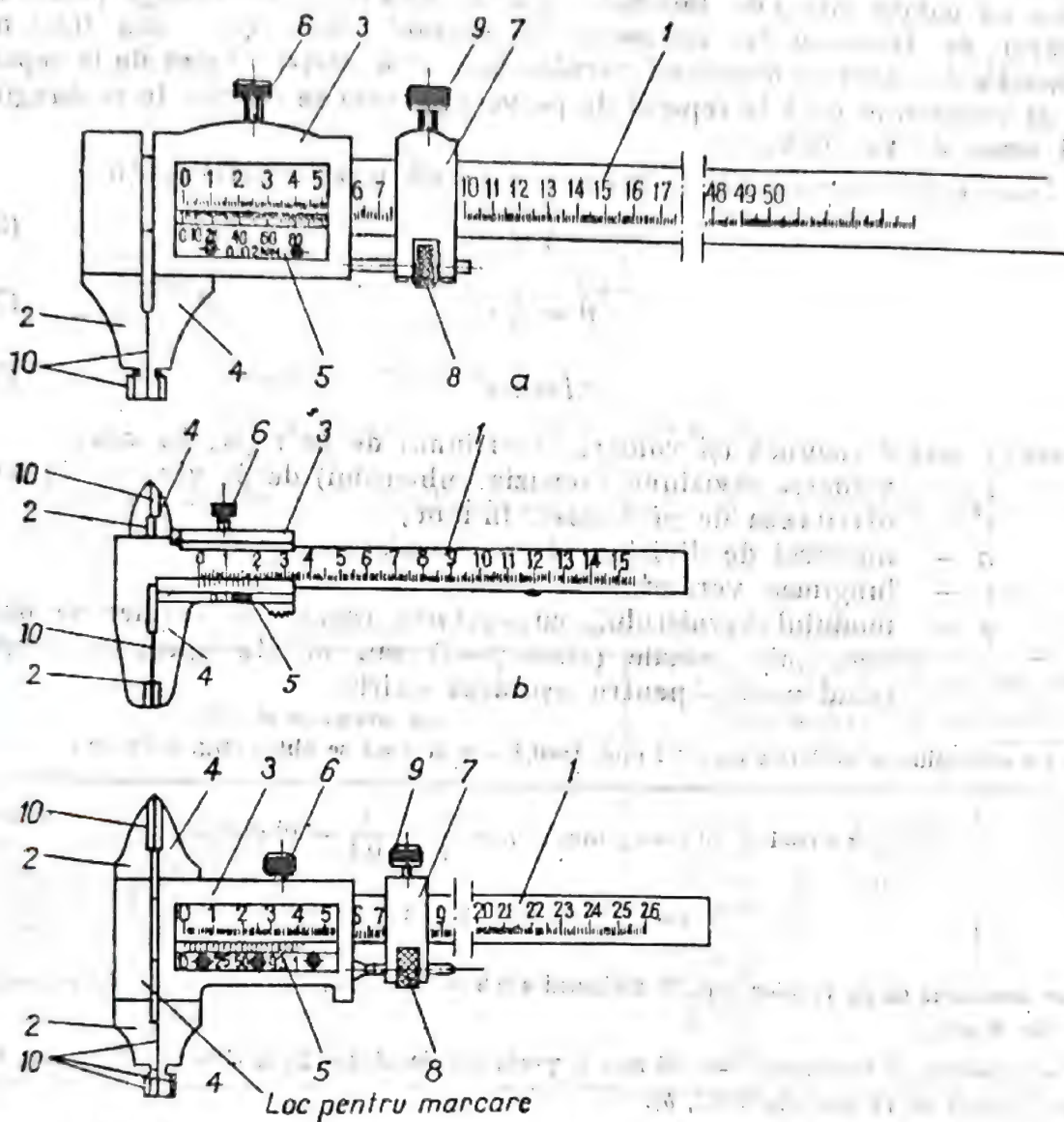


Fig. 5.12. Șublere de exterior și interior.

ciocuri 2 și cursorul 3, cu ciocurile 4 și vernierul 5. Ciocurile 2 și 4 au suprafețele de măsurare 10, care, în timpul măsurării, fac contact cu suprafața (sau suprafețele) piesei ce se măsoară. Cursorul 3 cu ciocurile sale se poate deplasa pe riglă și, după realizarea contactului dintre piesă și suprafețele de măsurare ale șublerului, se blochează cu ajutorul șurubului 6, pentru ca citirea să se poată face corect și într-o poziție mai comodă. Șublerele cu valoarea diviziunii vernierului de 0,05, și mai ales 0,02 mm sînt prevăzute cu un cursor suplimentar 7. Acesta se deplasează pe riglă odată cu cursorul 3, dar, după prinderea aproxi-



mativă a dimensiunii piesei, se blochează cu ajutorul șurubului 9. Acționând, apoi, mecanismul 8, cursorului 3 i se imprimă o deplasare fină într-un sens sau în celălalt pînă la realizarea contactului corect dintre șubler și suprafața piesei. Urmează blocarea cursorului 3 și efectuarea citirii. Dimensiunea efectivă a piesei măsurate se citește pe scara riglei în dreptul reperului zero al vernierului pentru un număr întreg de milimetri. La această citire se adaugă (eventual) numărul de fracțiuni de milimetru de ordinul 0,1; 0,05 sau 0,02 mm (în funcție de valoarea diviziunii vernierului), cîte diviziuni sînt de la reperul zero al vernierului pînă la reperul de pe vernier care se găsește în prelungirea unui reper de pe riglă.

Între indicii metrologici ai șublerului există următoarele relații :

$$c' = \gamma \cdot c - i, \quad (5.4)$$

$$n = \frac{c}{i}, \quad (5.5)$$

$$l = n \cdot c' \quad (5.6)$$

în care :  $c$  este diviziunea (și valoarea diviziunii) de pe riglă, în mm ;

$i$  — valoarea diviziunii (precizia șublerului) de pe vernier, în mm ;

$c'$  — diviziunea de pe vernier, în mm ;

$n$  — numărul de diviziuni de pe vernier ;

$l$  — lungimea vernierului, în mm ;

$\gamma$  — modulul vernierului, cu ajutorul căruia pe vernier se obțin diviziuni normale (cînd  $\gamma=1$ ) sau mărite aproape la dublu (cînd  $\gamma=2$  — pentru ușurarea citirii).

De exemplu, la șublerule cu  $c=1$  mm,  $i=0,1$  mm și  $\gamma=1$  se obțin (fig. 5.13, a) :

$$c' = \gamma \cdot c - i = 1 \cdot 1 - 0,1 = 0,9 \text{ mm} ; \quad n = \frac{c}{i} = \frac{1}{0,1} = 10 \text{ diviziuni} ;$$

$$l = n \cdot c' = 10 \cdot 0,9 = 9 \text{ mm} ;$$

ceea ce înseamnă că pe vernier sînt 10 diviziuni a 0,9 mm fiecare, cu o lungime totală a vernierului de 9 mm.

La șublerule cu  $c=1$  mm ;  $i=0,05$  mm și  $\gamma=1$ , vernierul are 20 diviziuni a 0,95 mm, cu o lungime totală de 19 mm (fig. 5.13, b).

La șublerule cu  $c=1$  mm,  $i=0,02$  mm și  $\gamma=1$ , vernierul are 50 diviziuni a 0,98 mm fiecare, cu o lungime totală a vernierului de 49 mm (fig. 5.13, c).

Revenind la citirea valorii unei dimensiuni măsurate, dacă, de exemplu, prin măsurarea cu un șubler cu precizia de 0,1 mm, reperul zero al vernierului se găsește între reperele 32 și 33 de pe riglă, iar în prelungire cu un reper de pe riglă se găsește al șaptelea reper de pe vernier, dimensiunea piesei este  $32 + 7 \cdot 0,1 = 32,7$  mm.

Șublerule de exterior și interior se execută cu următoarele limite superioare de măsurare : 150, 200, 300, (400), 500, (600), 800, 1000 și (1500) (valorile din paranteze nu sînt recomandate).

Materialul pentru confecționarea șublerelor se alege de către producător, cu condiția respectării prevederilor STAS și a durității suprafețelor de măsurare de 54—60 HRC la ciocuri și 46—50 HRC la tija de adîncime.



Rugozitatea suprafeței de măsurare la ciocurile lungi va fi :  
 — la șublerile cu valoarea diviziunii vernierului de 0,1 și 0,05 mm,  $R_a = 0,4 \mu\text{m}$  ;  
 — la șublerile cu valoarea diviziunii vernierului de 0,02 mm,  $R_a = 0,2 \mu\text{m}$ .  
 Rugozitatea suprafețelor culisante va fi :  $R_a = 0,8 \mu\text{m}$ .

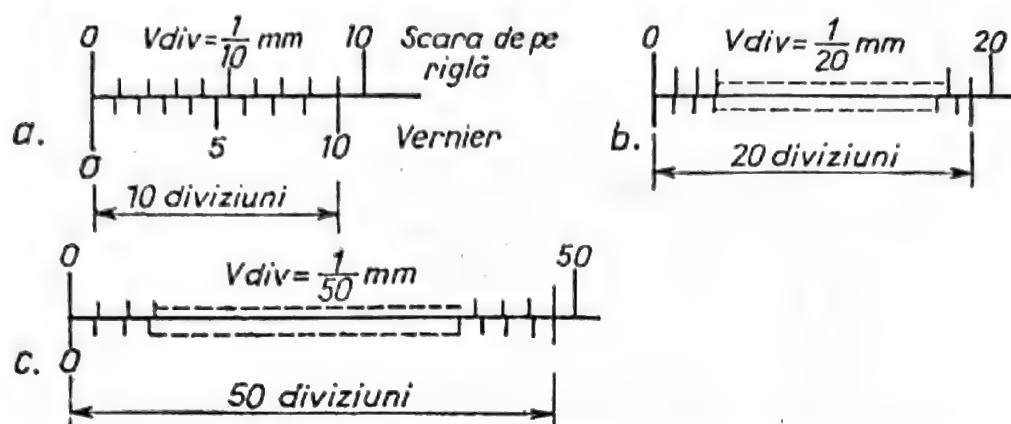


Fig. 5.13. Vernierele șublerelor de diferite precizii.

Erorile tolerate ale indicațiilor nu trebuie să depășească valorile indicate în tabelul 5.3.

Tabelul 5.3

Erori tolerate ale șublerelor de exterior și interior

Domeniul de măsurare, mm	Erori tolerate ale indicațiilor, mm		
	Valoarea diviziunii vernierului		
	0,1	0,05	0,02
De la 0 pînă la 100	$\pm 0,07$	$\pm 0,050$	$\pm 0,020$
peste 100 pînă la 200	$\pm 0,08$	$\pm 0,055$	$\pm 0,025$
peste 200 pînă la 300	$\pm 0,09$	$\pm 0,060$	$\pm 0,030$
peste 300 pînă la 400	$\pm 0,10$	—	—
peste 400 pînă la 500	$\pm 0,11$	—	—
peste 500 pînă la 700	$\pm 0,13$	—	—
peste 700 pînă la 1 000	$\pm 0,15$	—	—
peste 1 000 pînă la 1 500	$\pm 0,20$	—	—
peste 1 500 pînă la 2 000	$\pm 0,25$	—	—

Cînd suprafețele de măsurare ale ciocurilor sînt în contact, reperele zero de pe riglă și vernier trebuie să fie în continuare.

Abaterile limită de formă ale suprafețelor de măsurare ale ciocurilor lungi nu trebuie să depășească valorile 0,010 mm/100 mm la șublerile de 0,1 și 0,05 mm și 0,005 mm/100 mm la șublerile de 0,02 mm.

Șublerile se verifică bucată cu bucată, conform instrucțiunilor date de D.G.M.S.I.

Șublerul de adîncime (fig. 5.14) este utilizat pentru măsurarea adîncimii unor cavități, a unor canale, a unor găuri infundate etc. și se compune din următoarele elemente : rigla gradată 1 (diviziunea de 1 mm) cu suprafața de măsurare 2; cursorul 3 cu vernier, cu un capăt 4 în formă de talpă și cu suprafața de măsurare 5; cursorul suplimentar 6 cu mecanismul de avans fin 7;

șuruburile de blocare 8 și 9 (pentru cursorul 3 și respectiv cursorul suplimentar 6). În procesul de măsurare, șublerul se așază cu talpa 4, respectiv suprafața de măsurare 5 pe suprafața frontală exterioară a cavității, a canalului sau a

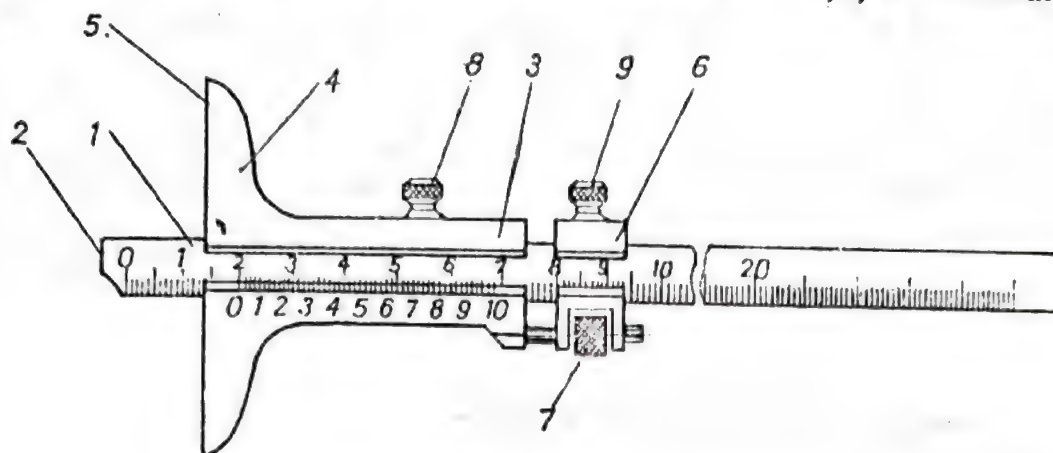


Fig. 5.14. Șubler de adâncime.

găurii, iar rigla gradată 1 este împinsă, alunecând în cursor, pînă la realizarea contactului între suprafața de măsurare 2 și fundul canalului sau găurii.

Șublerele de adâncime se execută cu limite superioare de măsurare de (100), 125, 150, 200, 250, 300, (400) și 500 mm (valorile din paranteze nu sînt recomandate) și cu precizia de citire de 0,1 mm (pentru toate limitele superioare

de măsurare) și 0,02 mm (pentru limite superioare de măsurare pînă la 200 mm).

Erorile tolerate ale indicațiilor nu trebuie să depășească valorile prescrise în tabelul 5.4.

Erorile tolerate se compară cu eroarea reală, care se determină ca diferență dintre indicația șublerului și dimensiunile nominale ale calelor plan-paralele ce se folosesc în acest scop. Erorile constatate se raportează la temperatura de referință de  $+20^{\circ}\text{C}$ .

Șublerul de trasaj (fig. 5.15) folosit în atelierele mecanice la lucrările de trasare sau măsurare a înălțimilor, este compus dintr-o riglă gradată 1 fixată pe o talpă (bază) 2 cu suprafața inferioară de așezare plană și dintr-un cursor 3, care se deplasează pe riglă și pe care, în afară de vernierul 4, este fixat cursorul 5 și vârful ascuțit schimbabil 6 pentru trasare, sau vârful plat 7 pentru măsurarea înălțimilor.

Șublerele de trasaj se execută cu limite superioare de măsurare de : 300, 500, 800 și 1000 mm și cu precizia de citire de : 0,1 ; 0,05 și 0,02 mm.

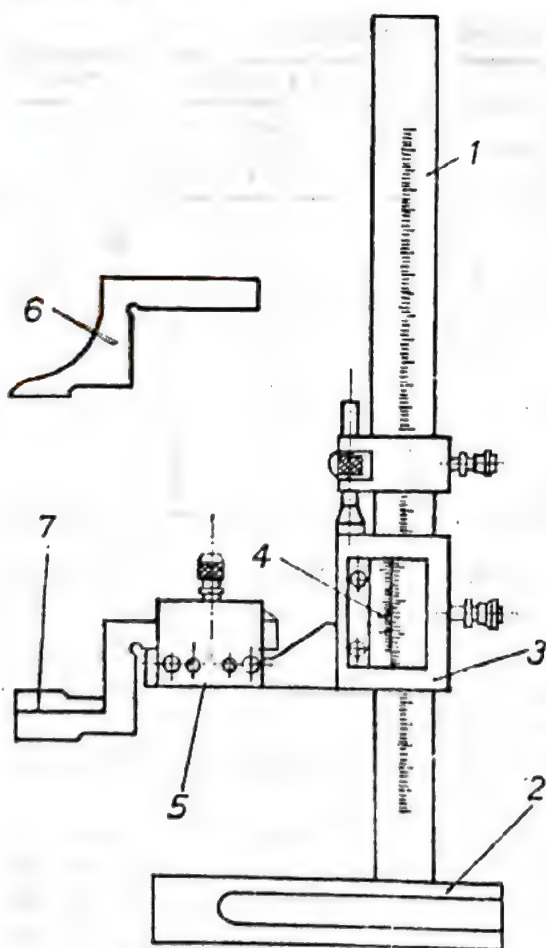


Fig. 5.15. Șubler de trasaj.



Tabelul 5.4  
Erori tolerate ale șublerelor de adâncime

Limita superioară de măsurare, mm	Precizia de citire	
	1/10	1/50
Până la 200	$\pm 0,09$	$\pm 0,02$
250 și 300	$\pm 0,10$	—
400 la 500	$\pm 0,15$	—

Erorile tolerate sînt indicate în tabelul 5.5.

Tabelul 5.5  
Erori tolerate ale șublerelor de trasa

Limita superioară de măsurare, mm	Precizia de citire		
	0,02	0,05	0,1
	Eroarea tolerată, mm		
300	$\pm 0,02$	$\pm 0,05$	$\pm 0,1$
500			
800	—	—	$\pm 0,1$
1 000			

#### 5.2.4. APARATE MICROMETRICE

Aparatele micrometrice, numite și *micrometre*, se bazează pe principiul șurubului micrometric, la care deplasările unghiulare (mișcarea de rotație) se transformă în deplasări liniare. Șurubul micrometric se execută cu o precizie înaltă și are, de obicei, pasul de 0,5 mm, astfel că, la o rotație completă, el se deplasează, în direcție axială, cu o valoare egală cu pasul.

Se deosebesc: micrometre de exterior, micrometre de interior, micrometre de adâncime și micrometre speciale.

**Micrometrul de exterior** (fig. 5.16, a) utilizat pentru măsurarea dimensiunilor exterioare, este format din următoarele piese și părți componente: corpul sau potcoava 1, nicovala 2 cu suprafața de măsurare 3, bușa filetată 4 pentru ghidarea tijei 5 cu suprafața de măsurare 6 și pentru înșurubarea șurubului micrometric 7, tamburul gradat 8 (care se presează pe capul șurubului micrometric), capacul 9 (care se strînge, prin filet, pe tamburul gradat) și dispozitivul de limitare a forței de măsurare, format din piesele 10, 11, 12 și 13. Piulița 14 servește la reglarea jocului în filetul bușei 4 și șurubului micrometric. Pentru că, de multe ori, măsurarea se face în condiții dificile, micrometrul este prevăzut cu mecanismul 15 de blocare a tijei 5. În acest fel, tija 5 și, totodată, șurubul micrometric nu se mai pot roti și deplasa, permițînd efectuarea citirii într-o poziție mai comodă.





Erorile de indicație tolerate ale micrometrelor de exterior

Tabelul 5.6

Limita superioară de măsurare mm	Erorile toleranțe ale indicației μm		Abaterile limită ale suprafețelor de măsurare				Erori datorită deformării potcoavei μm/daN	
			de la planitate		de la plan-paralelism			
			Benzl de Interferență	μm	μm			
	Clasa 1	Clasa 2	Clasa de precizie					
			1	2	1 și 2	1 și 2		1 și 2
25	± 4	± 8	2	3	0,9	2	2	
50						2,5		
75						3		3
100								
125 ; 150	± 5	± 10				3,5	4	
175 ; 200	± 6	± 12				4	5	
225 ; 250	± 7	± 14				5	6	
275 ; 300						6		
325 ; 350						7		
375 ; 400	± 8	± 16				8	8	
425 ; 450	± 9	± 20	9	10				
475 ; 500			10					

Sînt standardizate micrometre de exterior de tip ușor și de tip greu. *Micrometrele de tip ușor* au domeniul de măsurare de 25 mm, cu limitele de 0—25 mm ; 25—50 mm ș.a.m.d. pînă la 175—200 mm. Micrometrele de acest tip, cu limita inferioară de măsurare diferită de zero, sînt însoțite de o cală de reglare 16 (v. fig. 5.16, a), a cărei lungime este egală chiar cu limita inferioară respectivă. *Micrometrele de tip greu* au limita superioară de măsurare de peste 200 mm, se execută, de obicei, cu dimensiuni din 100 în 100 mm și sînt prevăzute cu cîte patru nicovale amovibile din 25 în 25 mm pentru acoperirea tuturor valo-  
rilor intermediare.

Micrometrele de exterior sînt executate în clasele de precizie 1 și 2. Erorile de indicație tolerate ale acestor micrometre sînt date în tabelul 5.6, în funcție de limita superioară de măsurare și de clasa de precizie.

În prezent, se execută și micrometre cu valoarea diviziunii de 0,001; 0,002 și 0,005 mm.

Micrometrul de interior se execută în mai multe variante constructive, dintre care mai importante sînt: micrometrul tip vergea, micrometrul cu fălci și micrometrul cu bacuri autocentrante.

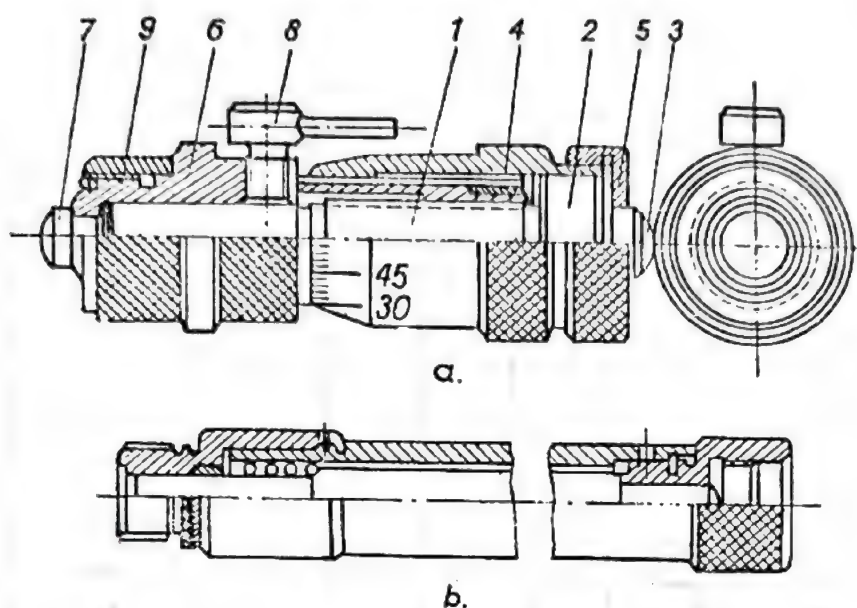


Fig. 5.17. Micrometru de interior tip vergea.

Micrometrul de interior tip vergea (fig. 5.17, a), folosit, în special, la măsurarea diametrelor alezajelor, este compus din următoarele elemente: șurubul micrometric 1, prelungit cu un umăr cilindric 2 și o tijă scurtă care se termină cu suprafața sferică de măsurare 3; tamburul gradat 4, montat pe umărul cilindric 2 și strîns cu piulița 5; bușa filetată 6; tija fixă 7 cu suprafața frontală sferică (a doua suprafață de măsurare a micrometrului); mecanismul de blocare 8. Șurubul micrometric are pasul de 0,5 mm și o cursă de 13 mm. Micrometrele de interior se construiesc cu limita inferioară de măsurare de 40 și 50 mm.

Citirea indicațiilor se face în același mod ca la micrometrul de exterior.

Pentru mărirea limitelor de măsurare, micrometrul de interior tip vergea este prevăzut cu filet, pe care se înșurubează prelungitorul prezentat în figura 5.17, b, în locul piuliței de protecție 9 din figura 5.17, a. La fiecare prelungitor se poate înșuruba un alt prelungitor, ajungîndu-se, astfel, la o limită maximă de măsurare de peste 1 000 mm. La livrare micrometrul este însoțit de o trusă de prelungitoare cu lungimile de 13, 25, 50, 100, 150 și 200 mm.

Schema de principiu a micrometrului tip vergea și schema de măsurare sînt prezentate în figura 5.18, c și respectiv 5.18, a, b. Din schema de măsurare se observă că aparatul trebuie rotit în plan vertical (fig. 5.18, a), pînă se obține valoarea minimă și deplasat în plan orizontal (fig. 5.18, b), pînă se obține o valoare maximă.

Micrometrul de interior tip vergea se execută în două clase de precizie cu erori de indicație tolerate destul de mari (de la  $\pm 4 \mu\text{m}$  la  $\pm 60 \mu\text{m}$ , în funcție de limitele de măsurare).



*Micrometrul de interior cu fălci* (fig. 5.19), executat în două clase de precizie, este prevăzut cu două fălci 1, dintre care una este solidară cu corpul-bucșă 2, iar a doua este mobilă, deplasându-se odată cu tija șurubului micrometric. Fălciile au dimensiunea de 5 mm pentru limitele de măsurare de 5–30 mm și

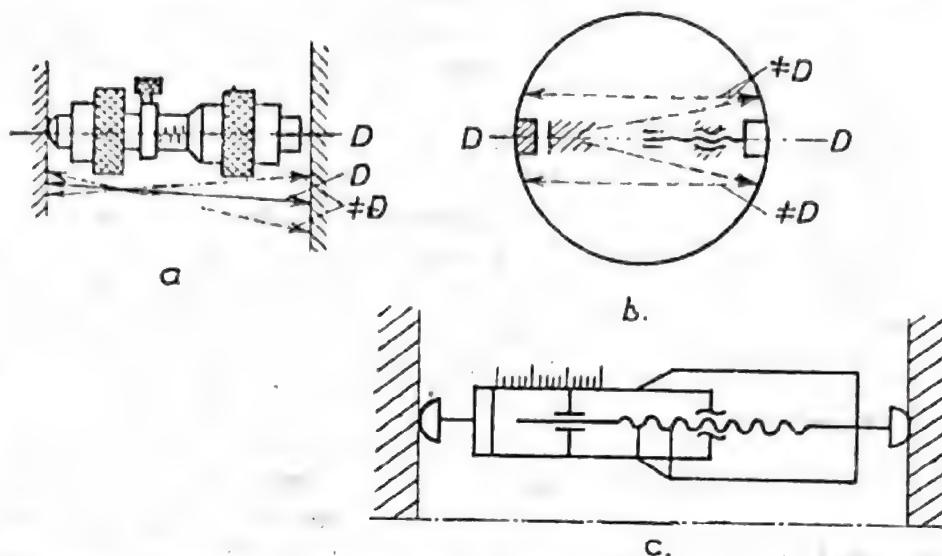


Fig. 5.18. Schema de măsurare și schema de principiu a micrometrului tip vergea.

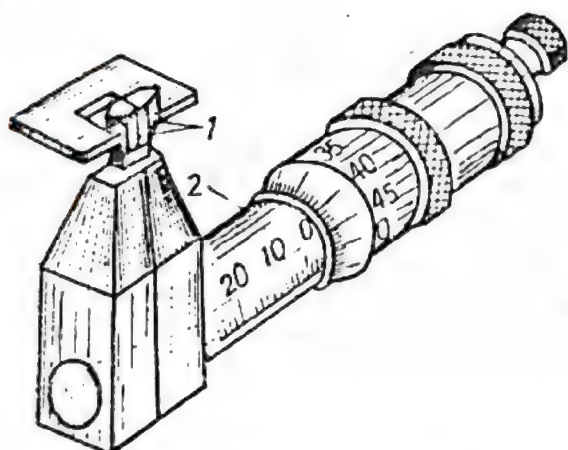


Fig. 5.19. Micrometru de interior cu fălci.

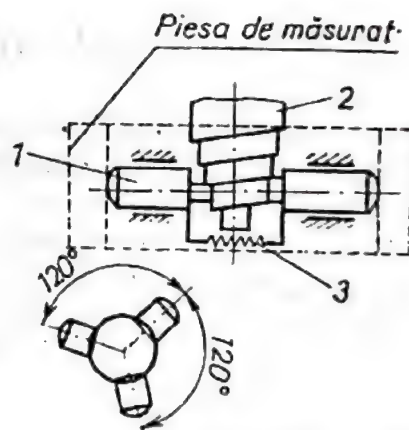


Fig. 5.20. Micrometru de interior cu bacuri (plunjere) auto-centrante.

de 10 mm pentru limitele de măsurare 25–50 și 30–55 mm. De remarcă că, la cele două scări gradate (longitudinală și circulară) gradațiile sînt inverse decît la tipurile anterioare de micrometre.

*Micrometrul de interior cu bacuri autocentrante* (fig. 5.20) se execută în set de cinci micrometre care acoperă domeniul de măsurare de la 6 la 2 000 mm, cu valoarea diviziunii de 0,001 mm. Bacurile (plunjerile) autocentrante 1 sînt ținute în contact cu axul 2 (de construcție specială) prin arcurile 3. La rotirea și deplasarea axială a axului 2 are loc și o deplasare radială a bacurilor 1 pînă la contactul cu suprafața piesei. Partea de acționare și de citire este asemănătoare cu cea a micrometrului obișnuit.

**Micrometrul de adâncime** (fig. 5.21) este prevăzut cu traversa 1, solidară cu corpul-bucșă 2. Suprafața plană inferioară a traversei este o suprafață de măsurare și ea vine în contact cu suprafața frontală a piesei care se măsoară. Tija 3, solidară și în continuare cu șurubul micrometric, se deplasează în direcție perpendiculară pe suprafața traversei și atinge fundul cavității a cărei adâncime se măsoară. Ea poate fi blocată cu ajutorul mecanismului 4. Scările gradate longitudinală și transversală au indicațiile în sens invers decât la micrometrul de exterior.

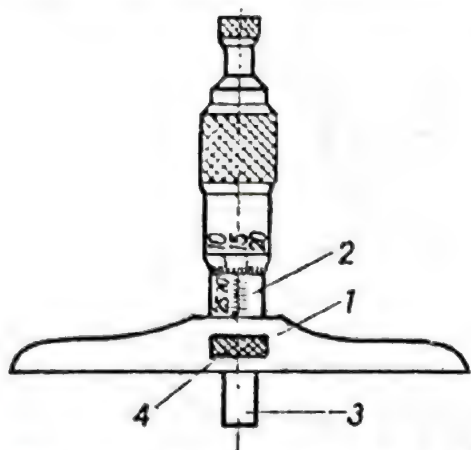


Fig. 5.21. Micrometru de adâncime.

Micrometrele de adâncime se execută în două clase de precizie și cu limitele de măsurare de : 0—25 ; 25—50 ; 50—75 și 75—100 mm. Există și micrometre cu tije amovibile care acoperă domeniul de măsurare de la 0 la 100 mm.

**Micrometrele speciale :** pentru măsurarea grosimii tablelor, pentru măsurarea grosimii țevelor, pentru măsurarea diametrului sirmelor etc. se bazează pe același principiu și au o construcție asemănătoare cu a micrometrelor de exterior, dar cu unele deosebiri specifice.

## 5.2.5. APARATE COMPARATOARE MECANICE

La această grupă de aparate, mecanismul de amplificare are o construcție exclusiv mecanică, bazându-se pe folosirea unei pîrghii de un anumit tip (în sensul mai larg al noțiunii) sau a unui sistem de pîrghii.

În general, comparatoarele sînt utilizate la determinarea abaterii efective a dimensiunii măsurate și, pentru acest scop, ele trebuie să fie, în prealabil, reglate la zero, cu ajutorul unei cale plan-paralele sau al unui bloc de cale.

### 5.2.5.1. Aparare comparatoare mecanice cu pîrghie simplă

Aceste comparatoare, numite *minimetre* au, ca mecanism de amplificare și de transmitere, o pîrghie prevăzută cu reazeme în formă de cuțit. Mai des întîlnite sînt următoarele variante constructive de minimetre : cu cuțit basculant superior (fig. 5.22, a), cu cuțit-basculant inferior (fig. 5.22, b) și cu reazem alunecător (fig. 5.22, c).

Raportul de amplificare al aparatului este, în mod obișnuit, egal cu 1 000 și este dat de raportul dintre lungimea brațului mare al pîrghiei  $L$  și lungimea brațului mic al pîrghiei  $l$  sau de raportul dintre deplasarea acului indicator cu o diviziune pe scara gradată și deplasarea liniară a tije palpatorului cu valoarea diviziunii, respectiv (v. fig. 5.22) :

$$K = \frac{L}{l} = \frac{c}{i} = 1\,000.$$



Dacă diviziunea pe scară gradată este  $c=1$  mm, rezultă că valoarea diviziunii:

$$i = \frac{c}{K} = \frac{1}{1\,000} = 0,001 \text{ mm.}$$

Domeniul de măsurare pe scara gradată este, de obicei, de  $\pm 0,050$  mm.

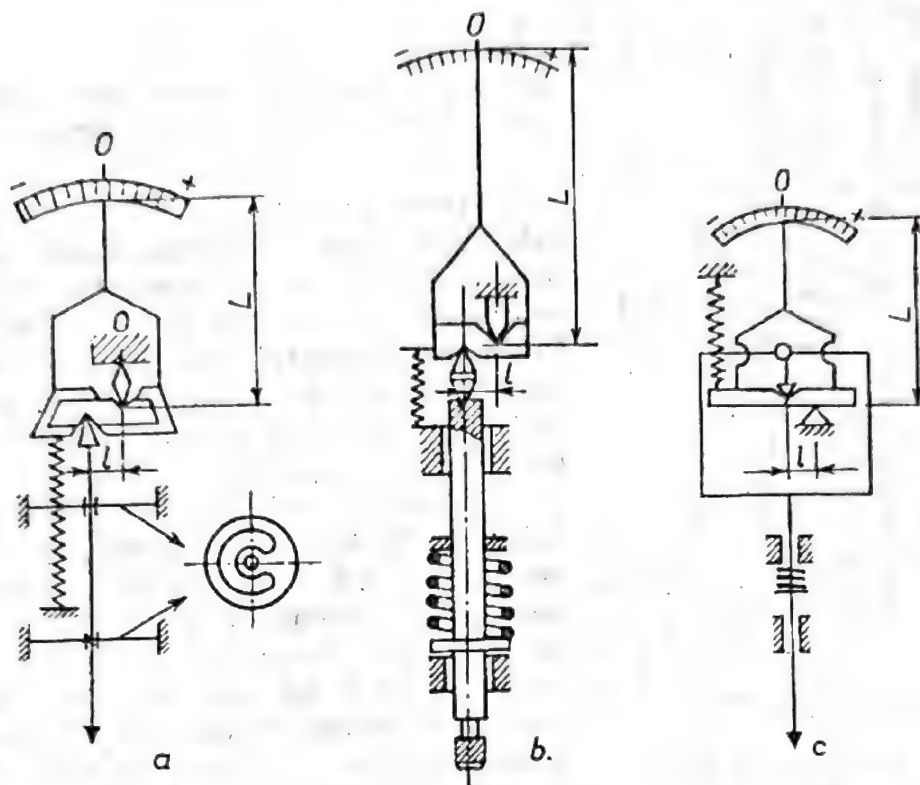


Fig. 5.22. Minimetre :

a — cu cuțit basculant superior; b — cu cuțit basculant inferior;  
c — cu reazem alunecător.

Ca orice aparat comparator, minimetrul 4 (fig. 5.23) se fixează în brațul 3 al suportului format din coloana cu filet (cu pas mare) 2 și talpa 1. Suportul este prevăzut cu măsura 6, care stă pe un reazem fix și pe două reazeme reglabile 7. Cu ajutorul acestora, măsura este adusă în poziție orizontală sau, eventual, într-o poziție înclinată necesară. Piulița 8 servește la ridicarea și coborîrea minimetrului cu brațul 3 pe coloana 2. Reglarea fină a distanței dintre măsura 6 și palpatorul aparatului (pentru reglarea la zero a aparatului) se face cu ajutorul mecanismului 5.

Reglarea la zero a minimetrului și, în general, a tuturor comparatoarelor se face după același procedeu. În cazul când abaterile limită prescrise la dimensiunea măsurată nu depășesc, ca valoare, limitele scării gradate ale aparatului, se alege o cală sau se formează un bloc de cale cu lungimea egală cu valoarea nominală a dimensiunii date; cala sau blocul de cale se așază pe măsura minimetrului, apoi, după deblocare și prin rotirea piuliței 8, minimetrul este coborît pînă cînd palpatorul vine în contact cu cala iar acul indicator ocupă o poziție oarecare între limitele scării gradate; acul indicator este adus în dreptul repereului zero prin reglarea fină pe înălțime a măsuri 6, cu ajutorul mecanismului 5. Reglarea se termină cu fixarea indicatorilor de abateri limită în pozițiile corespunzătoare toleranței prescrise. În cazul cînd abaterile limită prescrise

depășesc, ca valoare, limitele scării gradate, dimensiunea calei sau a blocului de cale se ia egală cu dimensiunea medie prescrisă a piesei măsurate.

Palpatorul aparatului poate avea suprafața de măsurare plană (pentru măsurarea pieselor cilindrice și sferice) sau sferică (pentru măsurarea pieselor prismatice).

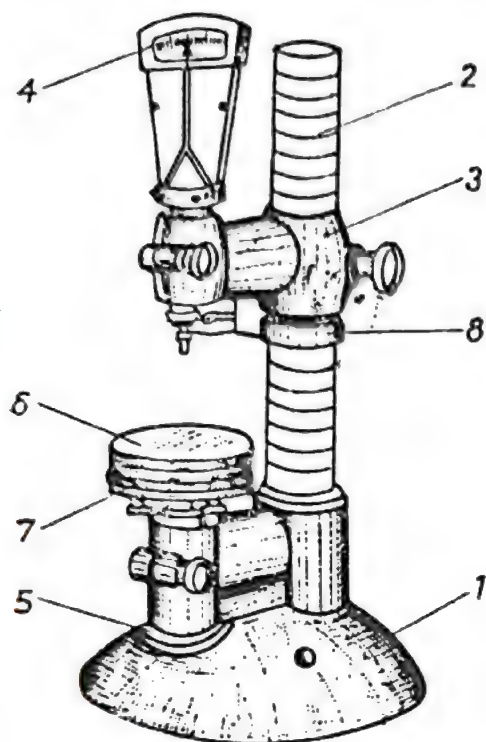


Fig. 5.23. Minimetru fixat în suport.

#### 5.2.5.2. Aparate comparatoare mecanice cu cremalieră și roți dințate

Aceste aparate sînt cunoscute, mai ales, sub denumirea de *comparatori cu cadran circular* sau de *ceasuri comparatoare* (incorect, pentru că nu măsoară timpul). Cele mai utilizate sînt comparatoarele cu valoarea diviziunii de 0,01 mm. Ca tipuri constructive, ele se împart în *normale*, cu *gabarit redus* și *frontale*.

Comparatoarele cu gabarit redus se execută cu limitele de măsurare pe scara gradată de 0—2 și 0—3 mm, iar cele normale cu limitele de măsurare de 0—5 și 0—10 mm. În afară de măsurarea abaterilor efective, comparatoarele cu cadran circular pot fi folosite și la măsurări absolute ale unor dimensiuni mici sau ale unor deformări care nu depășesc limita superioară de măsurare pe scara gradată:

În figura 5.24, *a* este prezentată schema de principiu a comparatorului normal cu valoarea diviziunii de 0,01 mm. De la tija palpatorului 1, care, pe o anumită porțiune, este prevăzută cu dinți (ca o cremalieră), mișcarea este transmisă la pinionul cu  $z_1=16$  dinți. Pe același ax cu pinionul este montată rigid roata dințată cu  $z_2=100$  dinți, care transmite mișcarea mai departe, la pinionul cu  $z_3=10$  dinți. Pe axul acestui pinion este montat rigid acul indicator 2, care se rotește în fața scării gradate circulare. Roata dințată cu  $z_4=100$  dinți și arcul spiral 3 au rolul de a asigura, în toate angrenajele, contactul permanent pe același flanc al dintelui, pentru a se elimina cursa moartă la mișcarea reversibilă.

Raportul de amplificare este dat de relația :

$$K = \frac{2R}{m \cdot z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1} = 150, \quad (5.7)$$

în care :  $R$  este lungimea acului indicator, în mm ;

$m$  — modulul roților dințate din angrenaj, în mm.

Cum diviziunea scării gradate circulare este  $c=1,5$  mm, rezultă :

$$i = \frac{c}{K} = \frac{1,5}{150} = 0,01 \text{ mm.}$$



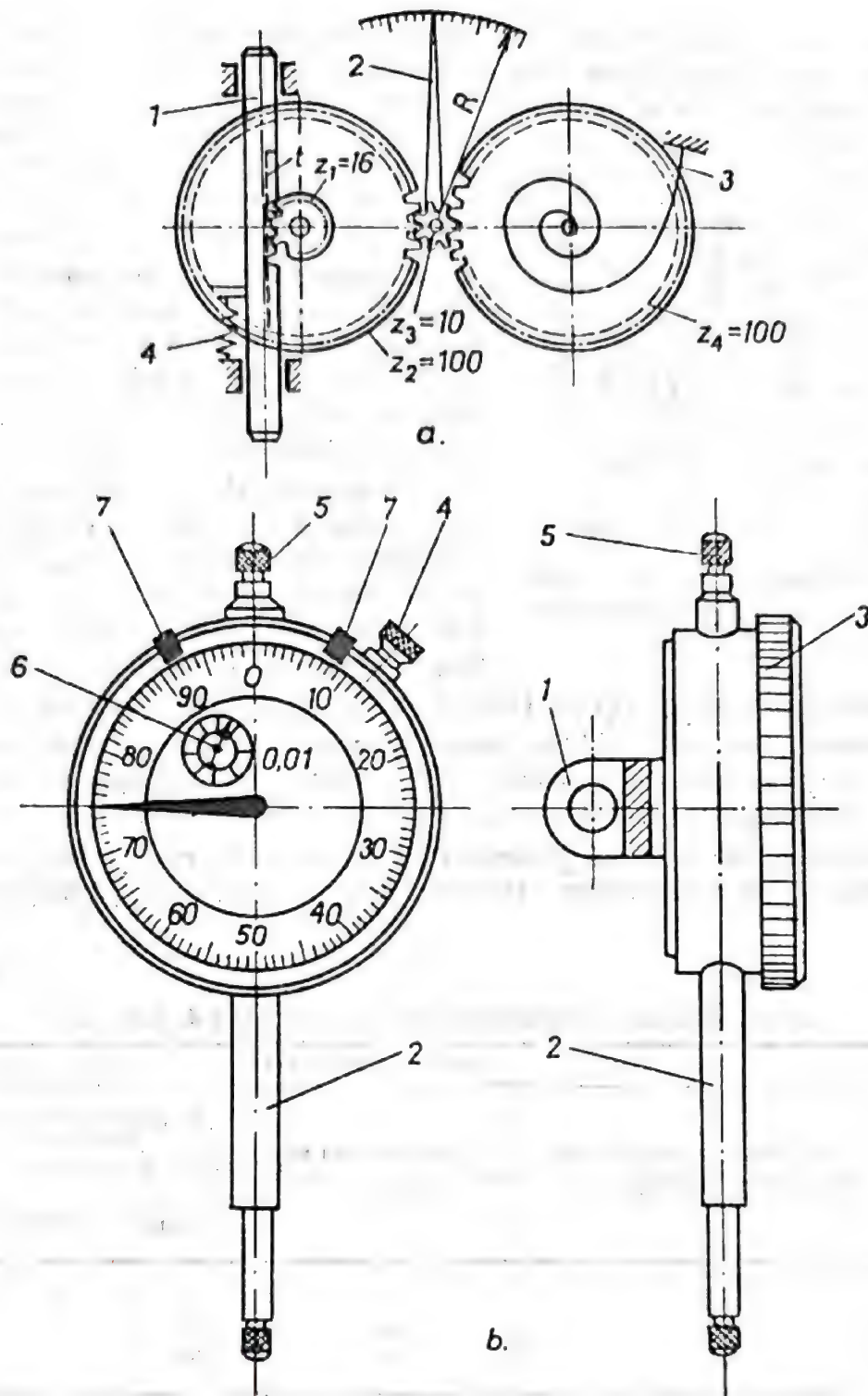


Fig. 5.24. Comparator cu cadran circular :  
a — schema de principiu; b — vedere generală.

Scara gradată are 100 diviziuni și, deci, deplasarea palpatorului cu 1 mm provoacă rotirea cu  $360^\circ$  a acului indicator.

Pentru măsurare, comparatorul se fixează într-un suport prin intermediul urechii 1 sau al corpului 2 (fig. 5.24, b). Funcționarea comparatorului se verifică ridicind și coborind ușor tija palpatorului cu ajutorul butonului 5. Pentru reglarea la zero, comparatorul (în suport) se fixează în contact cu blocul de

cale de reglare în așa fel, ca tija palpatorului să se găsească aproximativ la jumătatea cursei, orientarea făcându-se după indicatorul de turații 6. Prin aceasta, acul indicator poate ocupa o poziție oarecare față de scara gradată. Urmează aducerea reperului zero în dreptul acului indicator prin desfacerea șurubului 4 și rotirea ramei 3 odată cu cadranul circular. Toleranța se fixează, pe scara gradată, cu ajutorul indicilor 7.

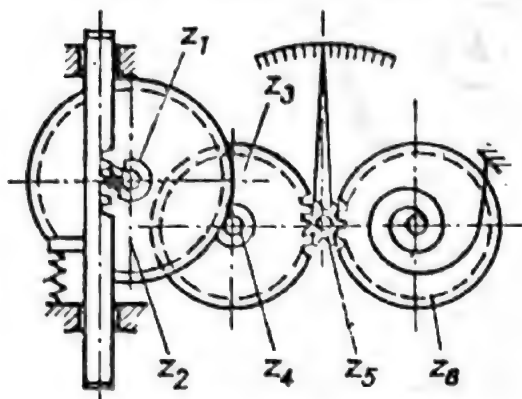


Fig. 5.25. Comparator cu roți dințate (cu cadran circular) cu valoarea diviziunii de 0,001 mm.

Comparatoarele se execută în trei clase de fabricație, notate cu 1, 2 și 3. În tabelul 5.7 sînt date erorile tolerate, în funcție de clasa de fabricație și de cursa tijei palpatorului (domeniul de măsurare pe scara gradată).

Se execută și comparatoare cu valoarea diviziunii de 0,001 mm (fig. 5.25) sau 0,002 mm, în a cărei schemă cinematică a fost introdus un angrenaj suplimentar roată-pinion; acesta mărește raportul de amplificare la  $K = 750$  sau  $K = 1500$ .

Comparatoarele de acest tip se fabrică în două clase de precizie.

În general, comparatorul cu cadran circular poate fi montat în orice fel de suport (suport mecanic obișnuit, suport magnetic, dispozitive de control etc.) și funcționează normal în orice poziție.

Comparatorul de interior, prezentat în figura 5.26, este folosit, în special pentru măsurarea abaterilor efective ale diametrelor alezajelor. Prin

Tmbelul 5.7.

Erorile tolerate ale comparatoarelor cu roți dințate de 0,01 mm

Clasa de fabricație	Erorile tolerate, $\mu\text{m}$				
	În limitele porțiunii normale de 0,1 mm (în jurul poziției medii a acului indicator)	În limitele unei rotații și în orice parte a scăderii	În limitele întregii curse de măsurare		
			0—2 mm 0—3 mm	0—5 mm	0—10 mm
1	4	8	10	12	18
2	6	12	15	18	25
3	8	18	20	25	30

reglarea la zero a aparatului, dimensiunea calei sau a blocului de cale de reglare, respectiv dimensiunea nominală sau medie prescrisă se concretizează în distanța dintre suprafețele sferice de măsurare ale tijei schimbabile 1 (pentru diferite gama de dimensiuni, de exemplu, 35—40, 40—45, 45—50 mm) și tijei mobile 2. De la aceasta, mișcarea se transmite, fără amplificare, prin bila 3, pîrghia 4 (care se rotește în articulația 5) și tija 6 la comparatorul cu roți dințate 7. Întregul ansamblu este montat în carcasa de protecție 8, țeava 9 și carcasa 10. Aparatul se ține de mineral termoizolant 11. La măsurare, tijele 1 și 2 se centrează pe diametru cu ajutorul punții mobile cu arc 12. Reglarea



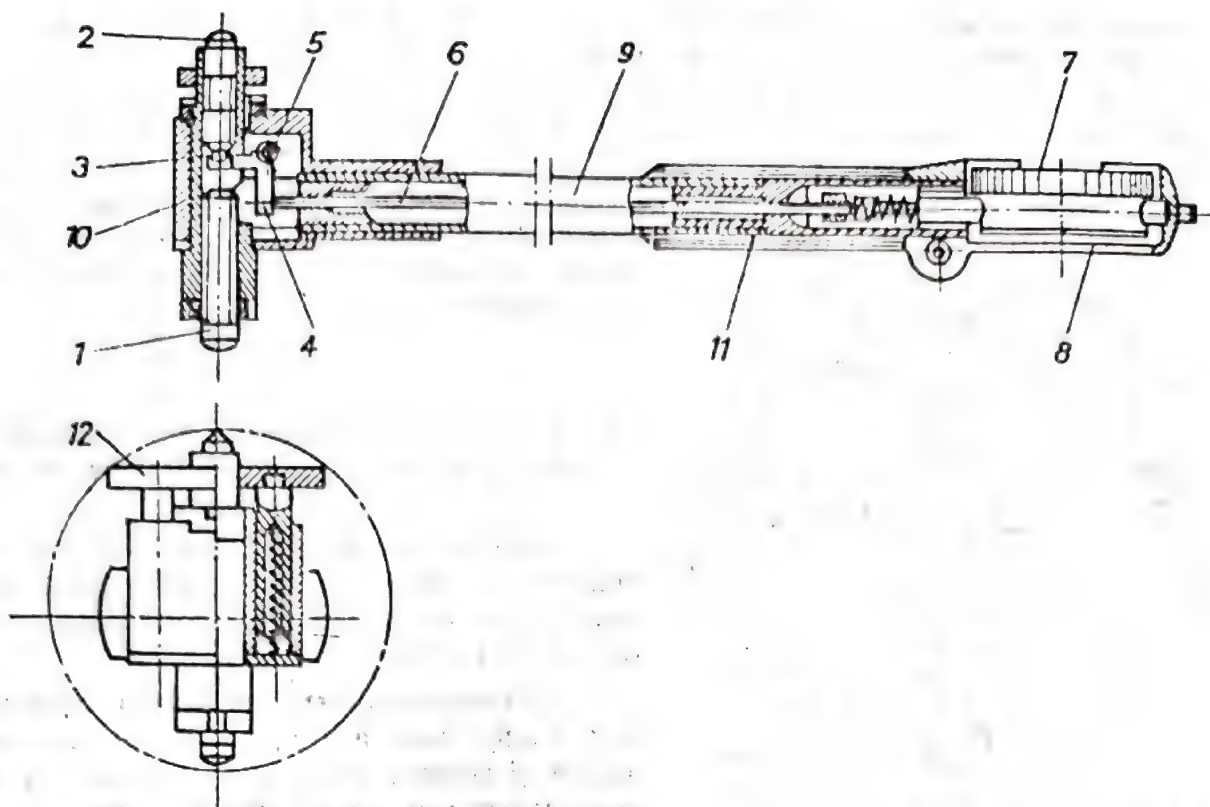


Fig. 5.26. Comparator de interior.

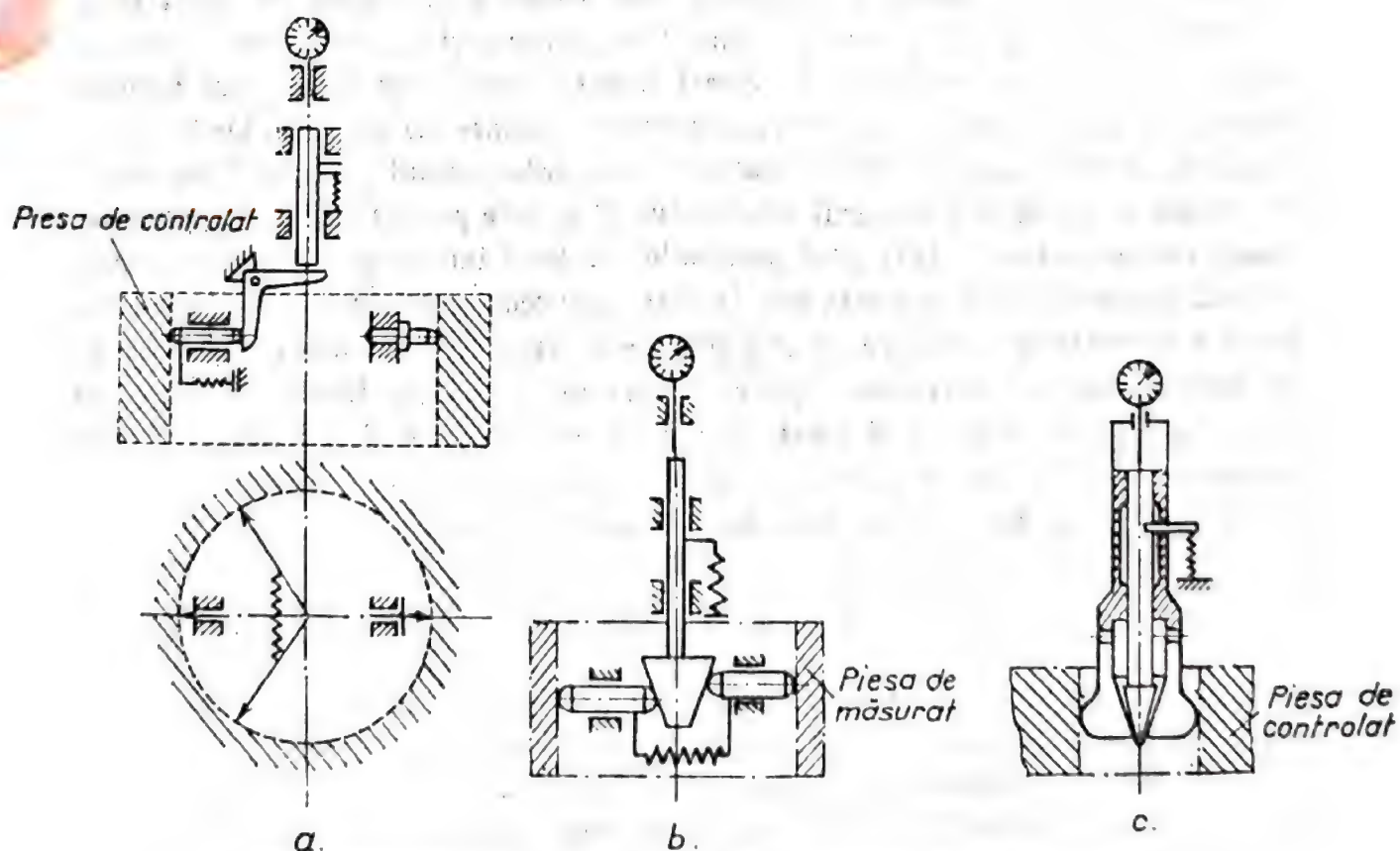


Fig. 5.27. Scheme de principiu și de măsurare ale diferitelor tipuri de comparatoare de interior.

la zero se realizează cu ajutorul unei cale ori a unui bloc de cale montat într-un suport special (v. §5.2.1) sau cu ajutorul unui calibrul inel.

În figura 5.27, *a* este prezentată schema de măsurare a comparatorului de interior de la figura 5.26, iar în figura 5.27, *b* și 5.27, *c* sînt prezentate schemele constructive de principiu și schemele de măsurare ale comparatorului de interior cu plunjere autocentrante și respectiv comparatorului de interior cu bușă extensibilă. Ultimul tip de comparator se utilizează, de obicei, la măsurarea alezajelor cu diametre mici.

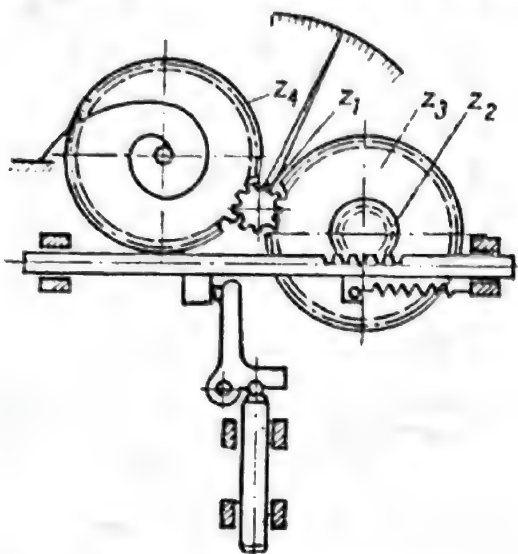


Fig. 5.28. Microcomparator cu cadran circular.

#### 5.2.5.3. Aparare comparatoare mecanice cu pîrghie și roți dințate sau sector dințat

Comparatoarele de acest tip au o construcție relativ simplă, un raport de amplificare mare și o precizie de măsurare destul de înaltă.

Microcomparatorul cu cadran circular (fig. 5.28), care are aproximativ același aspect și aceeași schemă cinematică cu a comparatorului cu cadran circular, este prevăzut, în plus față de ultimul, cu o pîrghie, care mărește raportul de amplificare

de zece ori, ceea ce permite obținerea unei valori a diviziunii de 0,001 mm.

Ortotestul (fig. 5.29) este un aparat cu pîrghie și sector dințat. Variația în dimensiunea piesei se transmite direct la palpatorul fixat pe capătul inferior al tijei 1 (fig. 5.29, *a*) și se transformă în mișcări liniare ale acesteia. De la tija 1, mișcarea se transmite acului indicator 4 prin intermediul pîrghiei 2 în formă de *z* (care se poate roti în jurul articulației 2' și este prevăzută la partea superioară cu un sector dințat) și al pinionului 3. Acul indicator 4 este fixat rigid pe axul pinionului 3 și se poate roti în fața unei scări gradate cu zero la mijloc. Arcul 5 servește la eliminarea cursei moarte în angrenajul sector dințat-pinion, iar arcul 7 asigură revenirea tijei palpatorului în poziția limită inferioară și contactul dintre palpator și piesă. Arcul de compresiune 6 asigură contactul permanent dintre tija 1 și pîrghia 2.

Raportul de amplificare este dat de relația :

$$K = \frac{L}{l} \cdot \frac{R}{K_p} = 1\,000 \quad (5.8)$$

În care:  $L$  este lungimea brațului mare al pîrghiei, în mm ;

$l$  — lungimea brațului mic al pîrghiei, în mm ;

$R$  — lungimea acului indicator, în mm ;

$K_p$  — raportul de transmisie în angrenajul sector dințat-pinion.

Scara gradată are diviziunea  $c=1$  mm, valoarea diviziunii  $i=0,001$  mm și limitele de măsurare de  $\pm 0,100$  mm.



Pentru utilizare, ortotestul 7 (fig. 5.29, b) se fixează într-un suport, format din postamentul 1, coloana filetată 2 și brațul 3. Acesta din urmă poate fi ridicat și coborât pe coloana 2 (în scopul reglării grosolane a aparatului) cu ajutorul piuliței 14 și apoi blocat prin acționarea rozetei 15. Cală sau blocul de cale de reglare se așază pe masa 11, după care ortotestul este coborât pînă

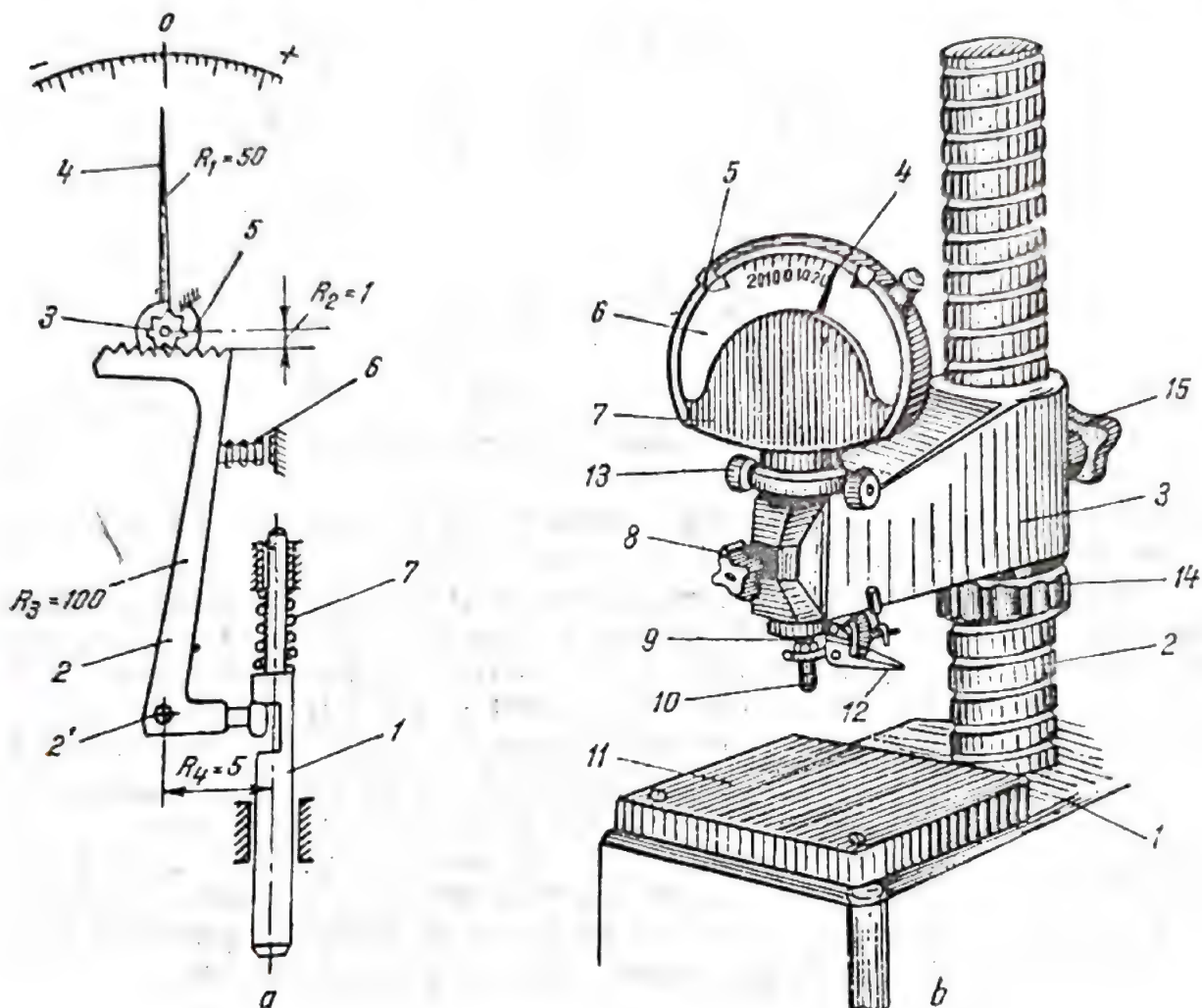


Fig. 5.29. Ortotest :

a — schemă de principiu; b — vedere generală.

la contactul aproximativ dintre palpatorul 10 fixat pe tija palpatorului 9 și blocul de cale. Reglarea se realizează cu ajutorul colierului cu excentric 13. Colierul; fixat pe partea superioară a carcasei cilindrice a ortotestului, îi imprimă acestuia o mișcare fină pe verticală (în sus sau în jos), pînă cînd acul indicator 4 ajunge la reperul zero al scării gradate trasate pe cadranul 6. După terminarea operației de reglare, ortotestul este blocat cu ajutorul șurubului cu mîner 8. Mecanismul 12 servește la ridicarea palpatorului 10, pentru ca piesa care se măsoară să poată fi așezată mai ușor în poziția de măsurare (pe masa 11 și sub palpatorul 10). Reglarea fină este ușurată și de posibilitatea rotirii, în limite strînse, a cadranului 6, cu ajutorul unui șurub. Toleranța prescrisă este fixată pe cadran cu ajutorul a doi indici 5.

Pasametrul sau *polcoava cu pîrghie* este un aparat comparator utilizat pentru măsurarea dimensiunilor exterioare și are aspectul asemănător cu cel

al micrometrului. În corpul 1 (fig. 5.30, a) cu capacul 10 sînt montate : mecanismul de amplificare, mecanismul indicator, tija mobilă 2, tija reglabilă 3, mecanismul de reglare 4 și dispozitivul de blocare 5. Mecanismul indicator este format din scara gradată 7, acul indicator 8 și indicii de toleranță 9, care se reglează cu ajutorul mecanismului 11. Mecanismul de amplificare este

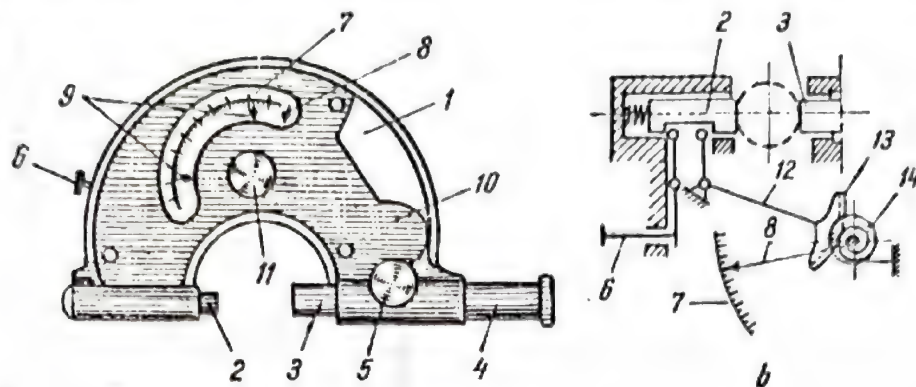


Fig. 5.30. Pasamtru (potcoavă cu pîrghie).

format (fig. 5.30, b) din pîrghia 12, sectorul dințat 13, pinionul 14 și acul indicator 8.

Reglarea aparatului se face cu ajutorul unui bloc de cale prin acționarea mecanismului 4, care determină deplasarea tijelor 2 și 3 pînă cînd acul indicator 8 ajunge la zero. După încheierea operației de reglare, urmează blocarea tijei 3. Pentru ca blocul de cale sau piesa de măsurat să poată fi introdusă mai ușor între tijele 2 și 3, tija mobilă 2 este împinsă spre stînga prin apăsare pe butonul 6.

Pasametrele se construiesc, ca și micrometrele, cu limite de măsurare de 0—25, 25—50, 50—75, 75—100, 100—125 și 125—150 mm, cu valoarea diviziunii de 0,002 mm și 0,005 mm. Limitele de măsurare pe scara gradată sînt  $\pm 0,080$  mm (pentru pasametrele cu limita de măsurare a aparatului pînă la 100 mm) și  $\pm 0,160$  mm (pentru cele cu limita de măsurare peste 100 mm).

Erorile de indicație ale pasametrelor sînt date în tabelul 5.8.

Tabelul 5.8

Erorile de indicație tolerate ale pasametrelor		
Valoarea diviziunii mm	Erorile tolerate, $\mu$ m	
	În intervalul $\pm 10$ diviziuni	pe întreaga cursă de măsurare
0,002	0,001	0,002
0,005	0,002	0,005

Micrometrul cu pîrghie (fig. 5.31) are o construcție asemănătoare cu a pasametrului, cu deosebirea că tija reglabilă este înlocuită cu un mecanism cu șurub micrometric, ca la micrometrele obișnuite. Valoarea diviziunii pe scara circulară a capului micrometric este de 0,01 mm, iar pe scara gradată a abaterilor de 0,002 mm. Limitele de măsurare ale aparatului sînt 0—25 și 25—50 mm.



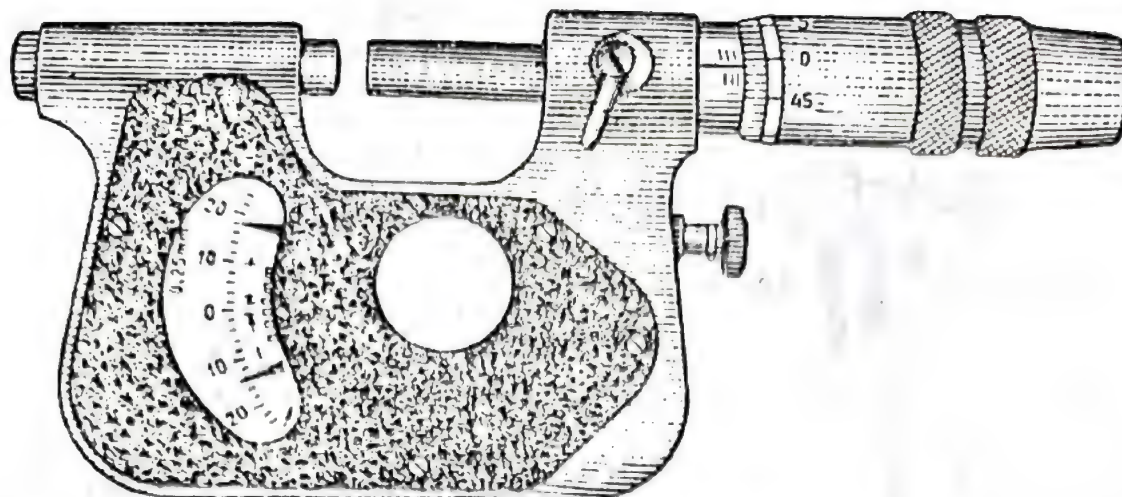


Fig. 5.31. Micrometru cu pîrghie.

Milimessul (fig. 5.32) este un comparator compus din : tija palpatorului 1, sectoarele dințate 2 și 4, pinioanele 3 și 7, acul indicator 5, care se deplasează în fața scării gradate 9, arcul spiral 6 (pentru preluarea jocului în angrenaje) și arcul elicoidal 8 (pentru crearea forței de măsurare și asigurarea revenirii palpatorului în poziția inițială).

Raportul de amplificare este dat de relația :

$$K = \frac{R_2}{l} \cdot \frac{R_1}{r_2} \cdot \frac{L}{r_1} \quad (5.9)$$

Asemănător, ca aspect, cu ortotestul, milimessul se execută în două mărimi : de *tip mic*, cu limitele de măsurare ale scării gradate de  $\pm 0,030$  mm sau  $\pm 0,050$  mm și de *tip mare*, cu limitele de măsurare ale scării gradate de  $\pm 0,100$  mm. Valoarea diviziunii pe scara gradată este de 0,001 mm.

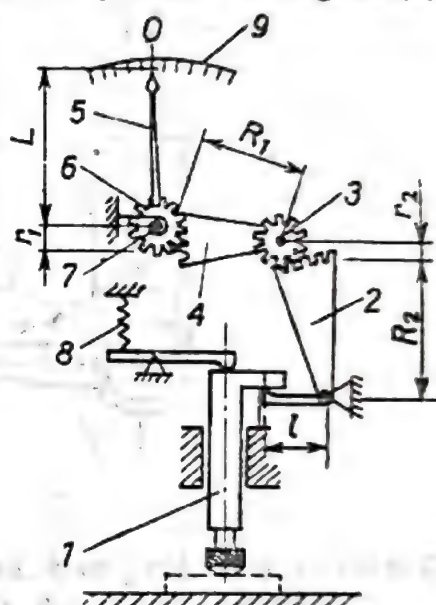


Fig. 5.32. Milimess.

#### 5.2.5.4. Aparate comparatoare mecanice cu pîrghie și șurub elicoidal

Reprezentativ pentru această grupă de aparate este *pupitastul*, denumit și *tesast*. El este compus, în principal (fig. 5.33, a), din brațul scurt 1, pîrghia 2, șurubul elicoidal 3 (în al cărui canal intră extremitatea superioară a pîrghiei 2) și acul indicator 4, fixat pe axul șurubului 3. În timpul măsurării, deplasarea (ca mișcare de rotație cu o cursă foarte scurtă) a brațului 1 se transmite la pîrghia 2, care, prin extremitatea ei, rotește șurubul 3 și, în același timp, acul indicator 4.

Raportul de amplificare se calculează cu relația :

$$K = \frac{L}{l} \cdot \frac{2\pi \cdot r}{s} \quad (5.10)$$

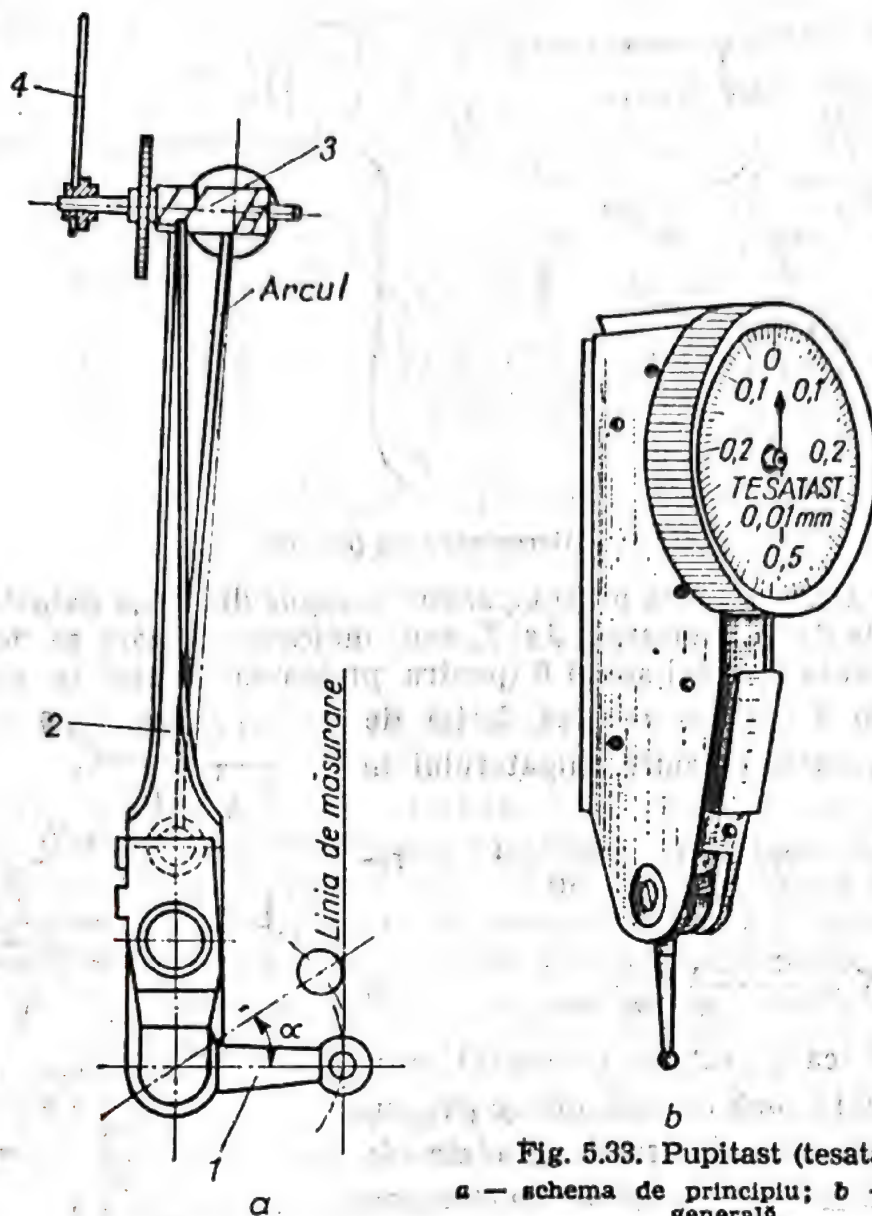


Fig. 5.33. Pupitast (tesatast) :

a — schema de principiu; b — vedere generală.

În care :  $l$  este lungimea brațului scurt 1, în mm ;

$L$  — lungimea pârghiei 2, în mm ;

$s$  — pasul șurubului elicoidal, în mm ;

$r$  — lungimea acului indicator, în mm.

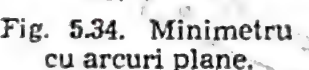
La capătul brațului scurt 1 se montează, de obicei, palpatoare sferice cu diametrul de 1,2 sau 3 mm.

Pupitastul se construiește în două variante, cu valoarea diviziunii de 0,01 mm sau de 0,002 mm. În figura 5.33, b este prezentată vederea generală a pupitastului.

#### 5.2.5.5. Aparate comparatoare mecanice cu arc

Aceste comparatoare, a căror funcționare se bazează pe proprietățile elastice ale arcurilor plane, încovoiate sau răsucite, au o construcție relativ simplă, o durabilitate mare, o frecare redusă în organele mecanismului de amplificare și sînt lipsite de cursa moartă.





**Microcatorul** (fig. 5.35), cel mai perfecționat aparat din această grupă, funcționează pe baza proprietăților elastice ale unui arc răsucit. Deplasarea palpatorului 2 se transmite, prin tija 3, arcul 7 și arcul-pîrghie 4, la arcul răsucit 1, care, cu celălalt capăt, este fixat în cadrul de reglare 9 cu șuruburile de fixare 12. Prin aceasta, arcul răsucit 1 se întinde sau se comprimă, ceea ce provoacă rotirea acului indicator 5 în planul perpendicular pe axa arcului. Arcul 7 este fixat alăt pe capătul superior al tijei 3, cît și pe corpul 10 al aparatului. Pentru micșorarea frecării, tija 3 este fixată pe discul elastic 8. Șaiba 6 protejează tija palpatorului la partea inferioară, iar colțarul 17 limitează cursa aceleiași tije. Amortizorul cu ulei 13 micșorează inerția în răsucirea arcului 1 și în rotirea acului indicator. Toleranța se marchează pe scara gradată cu ajutorul indicilor 16. Forța de măsurare și revenirea palpatorului în poziția inițială sînt asigurate de arcul 14. Întreg ansamblul aparatului este montat în corpul 11 și carcasa 15.

Microcatorul se execută cu valoarea diviziunii de 0,0005 ; 0,001 ; 0,002 sau 0,005 mm cu limitele de măsurare pe scara gradată de la  $\pm 0,010$  mm la  $\pm 0,060$  mm (în funcție de valoarea diviziunii). În general, eroarea de indicație a aparatului nu depășește  $\pm 1,5\%$  din valoarea abaterii măsurate.

## 5.2.6. APARATE COMPARATOARE OPTICO-MECANICE

Funcționarea acestor aparate se bazează pe acțiunea unui mecanism de amplificare mecanică (cu pîrghie), combinat cu un sistem de amplificare optică. Din această grupă de comparatoare fac parte: microluxul, opticatorul, optimetrul, ultraoptimetrul etc.

**Microluxul** (fig. 5.36) este construit din următoarele elemente principale: tija palpatorului 1, pîrghia cu brațe neegale 2 cu axul 3, pîrghia 4, sistemul optic (format din sursa de lumină 7, lentilele 6 și 9 și oglinda 5) și scara gradată 8. Deplasarea tijei 1 în timpul măsurării se transmite la pîrghiile 3 și 4 și se transformă în mișcare de rotație a oglinzii 5. Imaginea sursei de lumină 7 cade pe oglinda 5 și se reflectă, în ultimă instanță, pe scara gradată 8 sub forma unui spot luminos, care are rolul de ac indicator. Valoarea diviziunii pe scara gradată este de 0,001 mm.

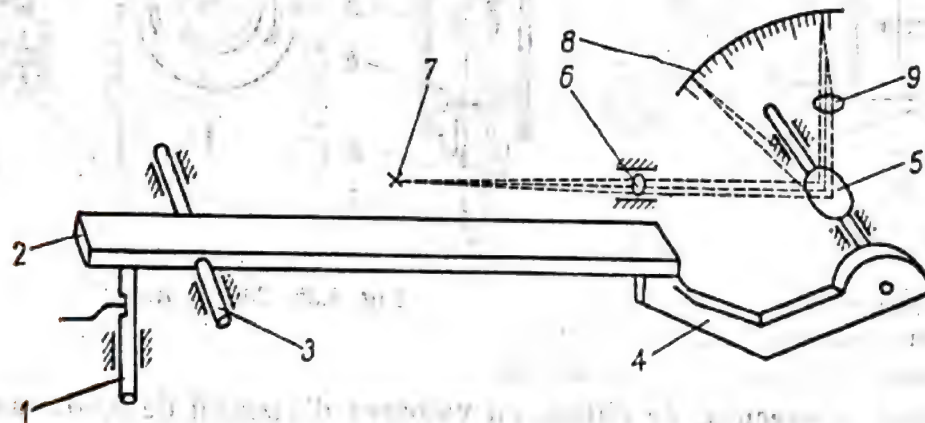


Fig. 5.36. Microlux.

**Opticatorul** (fig. 5.37) are sistemul mecanic de amplificare format (ca la microcator) din palpatorul și tija palpatorului 1, arc-pîrghie 3, arcul răsucit 4, mecanismul 9 de reglare a întinderii arcului 4 și resortul 2 de creare a forței de măsurare. Sistemul optic de amplificare este format din sursa de lumină 6, lentilele 7 și oglinda 5, care se rotește odată cu arcul 4. Imaginea sursei de lumină apare pe scara gradată mată 8, cu valoarea diviziunii de 0,001 mm.

**Optimetrul** se bazează, în ce privește concepția și construcția, pe principiul autocolinației, conform căruia fasciculul de raze, pornit de la o sursă luminoasă așezată în focarul unei lentile obiectiv, trece prin această lentilă și se îndreaptă sub formă de fascicul de raze paralele spre o suprafață lucioasă, perpendiculară pe axa optică; reflectîndu-se pe suprafața lucioasă, fasciculul de raze ajunge, din nou, în focarul lentilei obiective (fig. 5.38, a). Dacă sursa de lumină se află în planul focal, dar într-un punct S la distanța  $a$  de axa optică (fig. 5.38, b) după reflectarea pe suprafața lucioasă fasciculul de raze se întoarce în punctul



$S'$  simetric lui  $S$  (la aceeași distanță  $a$  de axa optică, dar de cealaltă parte). În cazul când sursa  $S$  se află în planul focal la distanța  $a$  de axa optică principală, iar suprafața lucioasă este înclinată cu un unghi  $\alpha$  față de axa optică (fig. 5.38, c), după reflectarea razelor, imaginea sursei va apărea în  $S'$ , respectiv tot în planul focal, dar la distanța  $a+b$  și de cealaltă parte a axei optice principale. Distanța  $b$  depinde, evident, de unghiul de înclinare  $\alpha$  al suprafeței lucioase.

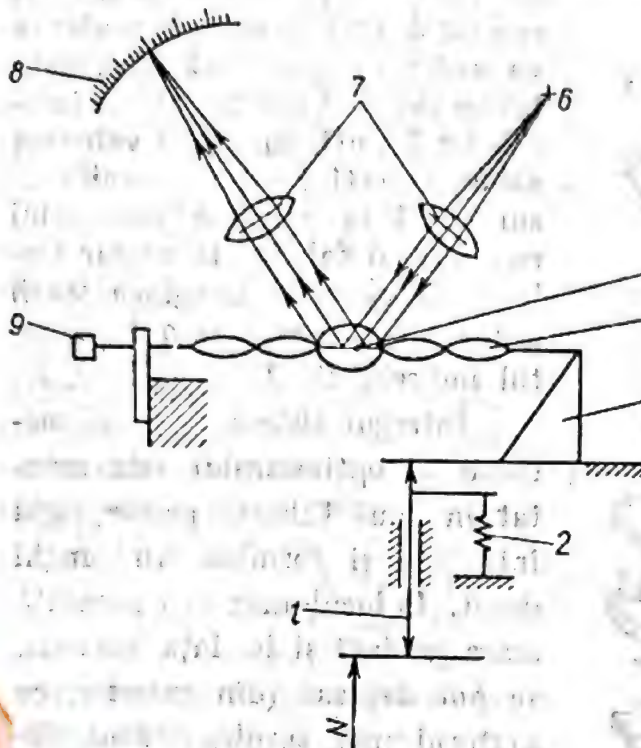


Fig. 5.27. Opticator.

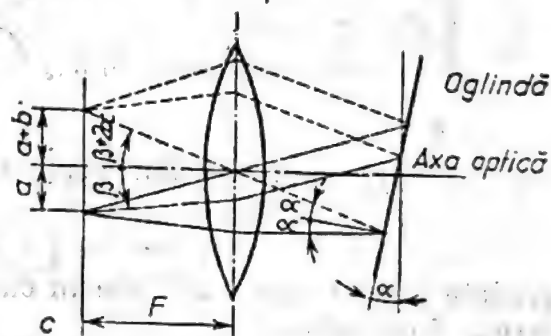
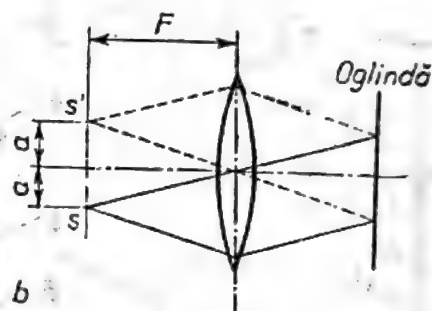
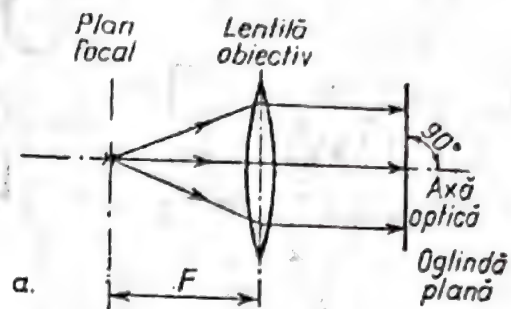


Fig. 5.38. Principiul autocolimației.

Intrucât la optimetru, suprafața lucioasă, respectiv oglinda este înclinată de tija palpatorului, pîrghia optică și pîrghia mecanică dau, împreună, raportul de amplificare :

$$K = \frac{2f}{e} \cdot k' = \frac{2 \cdot 200}{5} \cdot 12 = 960, \quad (5.11)$$

în care :  $f$  — este distanța focală a obiectivului, în mm ;  
 $e$  — distanța la care se află tija palpatorului față de axa optică principală, în mm ;  
 $k$  — grosismetul ocularului.

În figura 5.39, a este prezentată schema de principiu a optimetrului. Deplasarea într-o anumită poziție a palpatorului și tije palpatorului 6 (în funcție de valoarea efectivă a dimensiunii piesei măsurate) se transformă în rotirea cu un unghi  $\alpha$  a oglinzii oscilante 5. Venind de la o sursă exterioară, razele de

lumină sînt îndreptate, cu ajutorul oglinzii 8 și printr-o fantă din tubul aparatului, spre scara gradată de pe plăcuța 2. De aici, lumina se reflectă luînd imaginea scării gradate și, după ce trece prin prisma cu reflexie totală 7 și lentila-obiectiv 4, ajunge pe oglinda oscilantă 5. Reflectîndu-se și întorcîndu-se pe un drum diferit (în funcție de unghiul  $\alpha$ ), razele de lumină, cu imaginea scării gradate, ajung la ocularul 1, în același timp făcînd vizibil și indicele fix 3. Prin urmare, în ocular se va vedea imaginea scării gradate într-o anumită poziție față de indicii fix 3, putîndu-se citi valoarea abaterii efective a dimensiunii măsurate. Prin reglarea aparatului cu ajutorul cailor, în ocular trece să se vadă imaginea scării gradate cu reperul zero în dreptul indicelui fix 3 (figura 5.39, b).

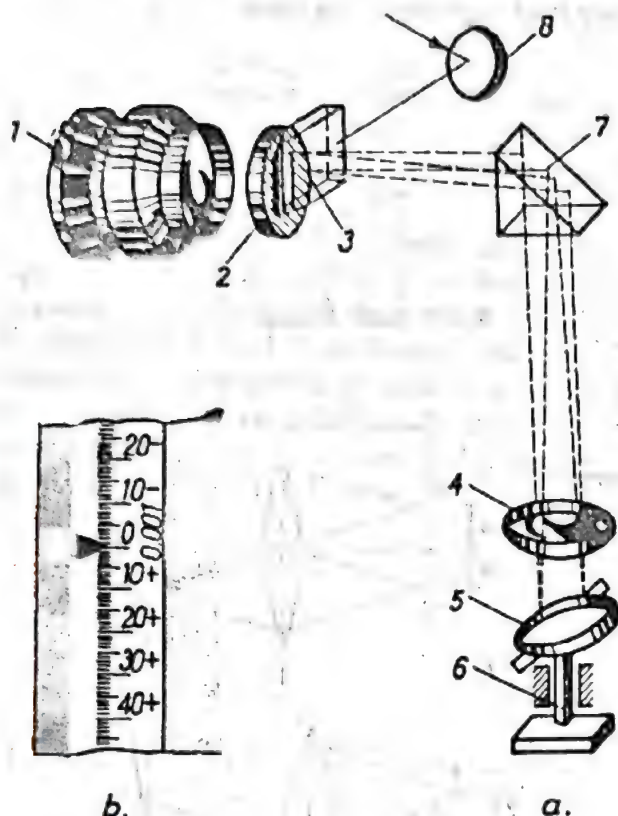


Fig. 5.39. Schema de principiu a optimetrului.

Întregul sistem optic și mecanic al optimetrului este montat în două tuburi, prinse rigid între ele și formînd un unghi drept. În locul unde este montată scara gradată și în fața acesteia, se pot deplasa (din exterior, cu ajutorul unor șuruburi) două plăcuțe transparente și colorate diferite (de obicei, în verde și maron); acestea au rolul de indici de toleranță și împart imaginea scării

gradate în trei zone luminate în culori diferite, zona de mijloc (toleranța prescrisă) fiind albă.

Valoarea diviziunii pe scara gradată este de 0,001 mm, iar limitele de măsurare ale scării gradate sînt  $\pm 0,100$  mm. Eroarea de indicație tolerată este de  $\pm 0,0002$  mm pentru un interval de măsurare de 0,060 mm și de  $\pm 0,0003$  mm pentru un interval mai mare.

În funcție de suportul în care se montează, optimetrul poate fi orizontal și vertical.

*Optimetrul vertical* (fig. 5.40) este constituit, în principal, din următoarele părți și elemente: placa de bază 1, coloana filetată 2, piulița 3 de susținere, ridicare și coborîre a brațului 4, șurubul de blocare 5, optimetrul propriu-zis 6, mecanismul 7 de reglare fină, șurubul 8 de blocare a optimetrului în brațul 4, dispozitivul 9 de ridicare a palpatorului și măsura 10 cu mecanismele de deplasare 11 și 12. Indicii de toleranță, respectiv plăcuțele colorate din fața scării gradate sînt acționate prin șuruburile 13 și 14. De menționat că la unele suporturi, reglarea fină la zero se face cu ajutorul unui mecanism de deplasare pe verticală a măsutei 10. Aceasta este prevăzută, în același timp, cu trei sprijine,



dintre care unul fix și două reglabile, pentru a o aduce în planul orizontal sau, eventual, într-un plan înclinat.

Optimetrul vertical este utilizat pentru măsurarea abaterilor efective ale dimensiunilor exterioare cu valori pînă la 180 mm. El este prevăzut cu palpatoare plate, sferice și cu muchie și poate fi livrat cu diferite accesorii: dispozitiv de măsurare a diametrului sîrmelor, dispozitiv (cap) de proiecție etc.

Optimetrul orizontal (figura 5.41) se compune din următoarele părți principale: batiul 12, consolele 11, brațele 10, masa cu o sanie inferioară și sania superioară 5, optimetrul propriu-zis 1 și pinola 4 cu vârful palpator 13, șurubul 3 de deplasare și șurubul 2 de blocare a vârfului palpator. Cală de reglare sau piesa de măsurat se așază pe măsuta 5, care se poate deplasa liber în direcția longitudinală și poate fi rotită acționînd minierul 7. Sania inferioară (cu sania superioară 5) se poate deplasa orizontal în direcția transversală rotind minierul 6. Mișcarea mesei pe verticală se obține prin acționarea manetei 9, iar cu ajutorul mecanismului 8, masa poate fi înclinată în planul vertical longitudinal.

Dimensiunea calei sau a blocului de cale de reglare se materializează în distanța dintre palpatorul 13 și palpatorul optimetrului 1. Inițial, după așezarea calei pe masa 5 în poziția corespunzătoare, se efectuează o reglare aproximativă, deplasînd, în mod convenabil, brațele 10 pe consolele 11, apoi pinola 4 și optimetrul 1 în brațele 10 pînă cînd se obține contactul între suprafețele calei și cele două palpatoare. După blocarea brațelor 10, a pinolei 4 și a optimetrului 1, se trece la reglarea fină, care constă în următoarele: privind ocularul optimetrului (în prealabil, s-a potrivit oglinda 14 pentru iluminarea cîmpului

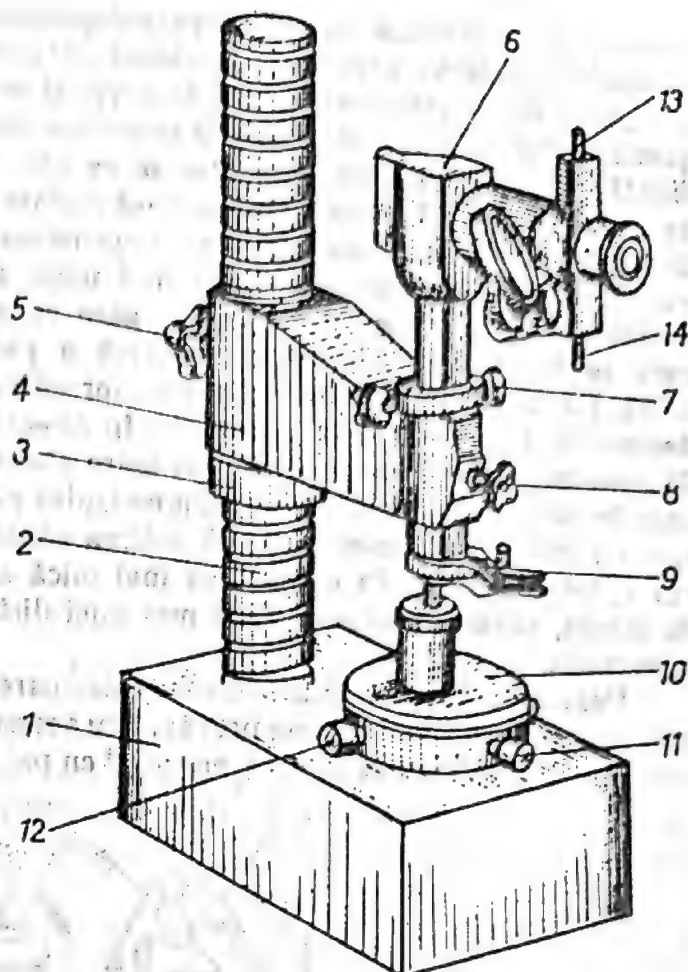


Fig. 5.40. Optimetru vertical.

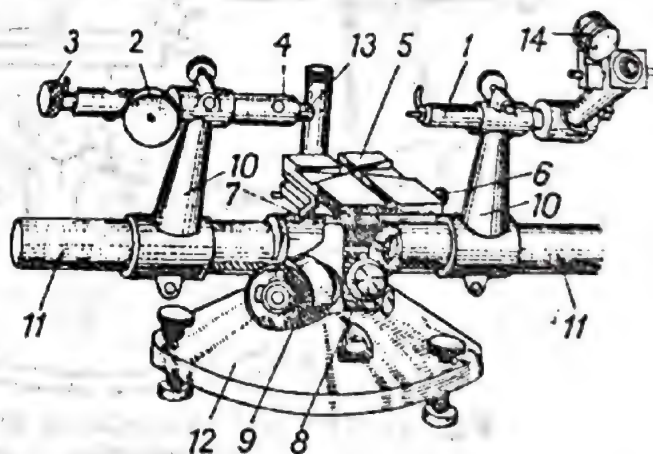


Fig. 5.41. Optimetru orizontal.



vizual), se acționează șurubul 3 care deplasează vârful 13; acesta, la rîndul lui, deplasează cala și, prin ea, palpatorul optimetrului pînă cînd în ocular apare imaginea scării gradate cu zero în dreptul indicelui fix; urmează blocarea cu șurubul 2 a tijei palpatorului 13 și rotirea saniei 5 (evident, împreună cu cala fixată pe ea) pînă cînd în ocular se va citi cea mai mare abatere în minus; aceasta va fi înlăturată printr-o nouă reglare la zero cu ajutorul șurubului 3. Basculînd cala în planul vertical longitudinal cu ajutorul mecanismului 8, se va determina, de asemenea, cea mai mare abatere în minus, care va trebui înlăturată printr-o nouă reglare la zero cu ajutorul șurubului 3. Reglarea la zero se încheie cu blocarea definitivă a palpatorului pinolei și îndepărtarea calei. La măsurarea diametrelor pieselor cilindrice, este necesar ca piesa să fie deplasată, într-un sens și în celălalt, în direcția transversală (acționînd minierul 6), pentru a citi în ocular cea mai mare abatere în plus sau cea mai mică abatere în minus, corespunzătoare diametrului piesei. La măsurarea dimensiunilor suprafețelor plane, este necesară rotirea saniei 5 (și a piesei), acționînd minierul 7, pentru a citi în ocular cea mai mică abatere în plus sau cea mai mare în minus, corespunzătoare celei mai mici distanțe dintre două suprafețe plane și paralele.

Pentru măsurarea dimensiunilor interioare ale alezajelor cilindrice, canalelor etc., optimetrul orizontal este prevăzut cu accesorii speciale (fig. 5.42), formate din corpurile 1 și 2 (care se fixează pe tubul cu palpator al optimetrului și, respectiv,

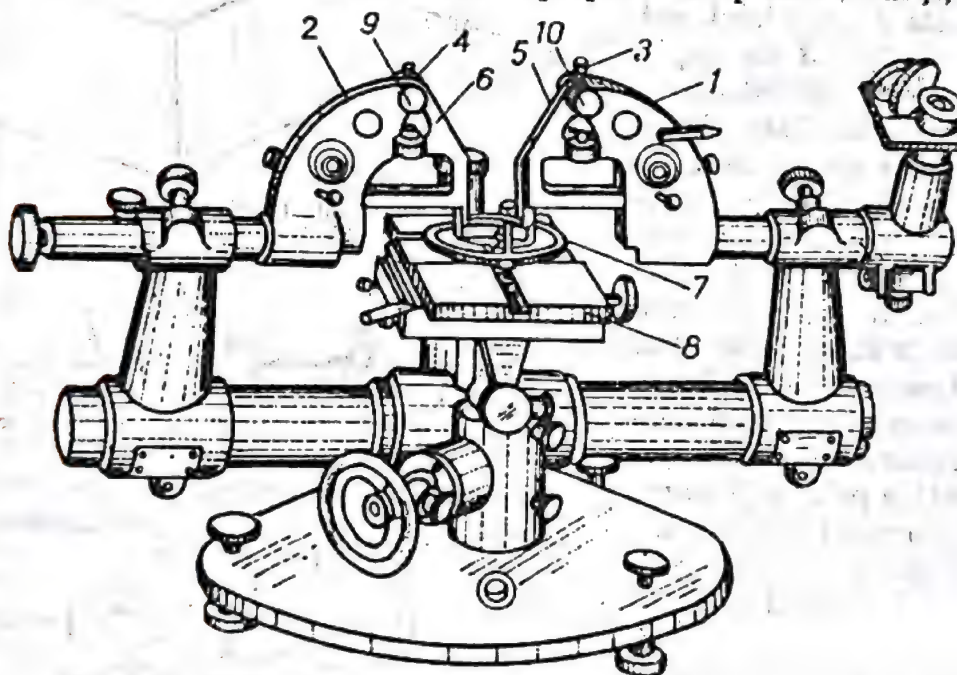


Fig. 5.42. Optimetru orizontal cu accesorii pentru măsurarea dimensiunilor interioare.

pe tubul pinolei) și ramele 5 și 6 (care se pot roti liber în articulațiile 9 și 10). Fiecare din ramele 5 și 6 este prevăzută cu două palpatoaresferice: unul exterior, care vine în contact cu palpatorul optimetrului sau al pinolei și al doilea, interior 7, care vine în contact cu suprafața interioară a piesei măsurate. Șuruburile 3 și 4 servesc la reglarea jocului în articulațiile 9 și 10. Reglarea la zero se execută cu ajutorul unui dispozitiv cu cale plan-paralele și se desfășoară în același mod ca la măsurarea dimensiunilor exterioare.

Cu ajutorul optimetrului orizontal se pot măsura dimensiuni exterioare pînă la 350 mm și dimensiuni interioare pînă la 150 mm.



Ultraoptimetrul este un comparator optico-mecanic de precizie înaltă, bazat pe principiul colimației, în care, pe drumul de la sursa de lumină la ocular, razele luminoase se reflectă de mai multe ori între două oglinzi: una mobilă, acționată de palpator, iar cealaltă fixă, conform schemei din figura 5.43.

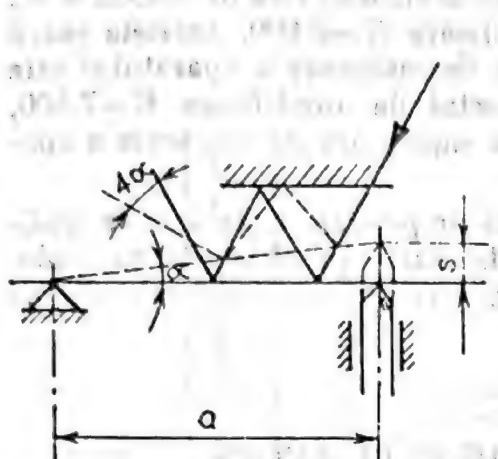


Fig. 5.43. Principiul de funcționare al ultraoptimetrului.

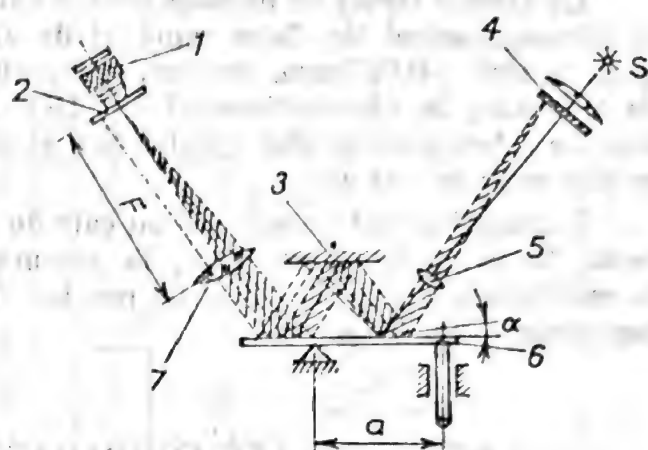


Fig. 5.44. Schema de principiu a ultraoptimetrului tip Zeiss.

În figura 5.44 este prezentată schema de principiu a *ultraoptimetrului* tip Zeiss. Razele de lumină pleacă din sursa *S*, trec printr-o lentilă condensator, apoi, sub formă de fascicul de raze paralele, trec prin placa transparentă 4, luând imaginea scării gradate. După ce trece și prin lentila-obiectiv 5, fasciculul de raze se reflectă pe oglinda mobilă 6 (acționată de tija palpatorului), apoi pe oglinda fixă 3 și, din nou, pe oglinda 6, după care, trecând prin lentila-obiectiv 7, ia și imaginea indicelui fix de pe placa 2, ajungând, în ultima instanță, în ocularul 1. Poziția imaginii scării gradate față de indicele fix depinde de mărimea unghiului  $\alpha$  al oglinzii mobile 6 față de poziția de referință, care corespunde unghiului de  $180^\circ$  dintre cele două oglinzi. Poziției de referință a oglinzii 6 îi corespunde poziția imaginii scării gradate cu reperul zero în dreptul indicelui fix (în cazul reglării la zero a aparatului).

În figura 5.45 este reprezentată schema *ultraoptimetrului* tip IKP, care este un sistem autocolimator închis. Un fascicul de raze de la sursa de lumină 1 trece, succesiv, prin placa termoizolatoare 2, lentila-condensator 3, prisma cu reflexie totală 4, apoi prin placa transparentă 5, luând imaginea scării gradate, prin lentila-obiectiv 6 și ajunge la oglinda fixă 7 și oglinda oscilantă 8 cu articu-

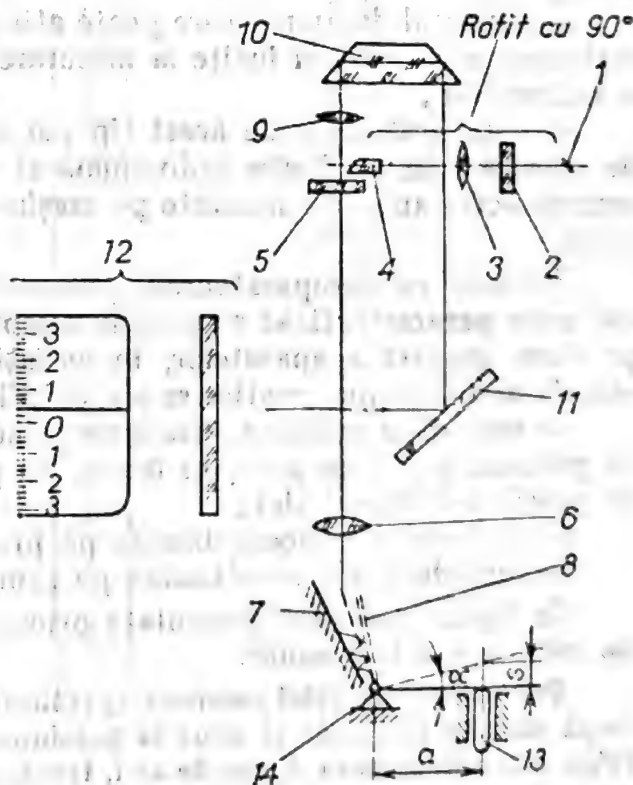


Fig. 5.45. Schema de principiu a *ultraoptimetrului* tip IKP.

lația 14. Între cele două oglinzi, lumina, cu imaginea scării gradate, se reflectă de 11 ori, după care, trecînd prin instalația de proiecție formată din ocularul special 9, prisma 10 și oglinda 11, ajunge la ecranul 12. Oglinda 8 oscilează sub acțiunea palpatorului 13.

La ambele tipuri de ultraoptimetre valoarea diviziunii este de 0,0002 mm; la ultraoptimetrul tip Zeiss raportul de amplificare  $K=5\ 000$ , limitele scării gradate sînt  $\pm 0,083$  mm, iar limita superioară de măsurare a aparatului este de 200 mm; la ultraoptimetrul tip IKP raportul de amplificare  $K=7\ 500$ , limitele scării gradate sînt  $\pm 0,025$  mm și limita superioară de măsurare a aparatului este de 250 mm.

Ultraoptimetrul se reglează cu cale de clasa de precizie 1 sau 2 și se utilizează, în condiții de laborator, la măsurări de înaltă precizie (de exemplu, la certificarea calelor de clasa de precizie 3). Eroarea de indicație tolerată nu depășește 0,0001 mm.

### 5.2.7. APARATE COMPARATOARE PNEUMATICE

Aparatele comparatoare pneumatice se utilizează, de regulă, în cadrul metodelor de măsurare fără contact. Ele prezintă o serie de avantaje, dintre care mai importante sînt:

- în rezultatele măsurării nu intervin erorile datorate contactului dintre palpator (care lipsește) și piesă;
- construcția aparatelor este, în general, simplă și compactă;
- reglarea și controlul cu ajutorul acestor comparatoare se execută relativ ușor și nu necesită personal de înaltă calificare;
- raportul de amplificare poate atinge valori foarte mari, ceea ce permite realizarea unei precizii înalte la măsurarea și, în același timp, o citire comodă a indicațiilor;
- comparatoarele de acest tip pot fi folosite atît ca mijloace universale de măsurare în producție individuală și de serie mică, cît și ca mijloace de control activ automat montate pe mașini-unelte sau în linii tehnologice automate.

Întrucît cu comparatoarele pneumatice se măsoară, de fapt, variații ale unor parametri fizici ai aerului comprimat, variații care sînt transformate, pe scara gradată a aparatelor, în variații de dimensiuni, metodele și mijloacele de măsurare pneumatice se pot clasifica în:

- metode și mijloace bazate pe principiul variației presiunii, care lucrează cu presiuni joase, cu presiuni înalte, cu presiuni joase-înalte sau cu diferențe de presiuni (diferențiale);
- metode și mijloace bazate pe principiul variației vitezei;
- metode și mijloace bazate pe principiul variației volumului.

În figura 5.46 sînt prezentate principalele metode și mijloace pneumatice de măsurare a lungimilor.

**Principiul variației presiunii** (presiunii variabile) este ilustrat în figura 5.47: după ce este purificat și adus la presiunea de intrare  $p_i$ , aerul comprimat din rețea intră în camera A, iar de aici, trece, prin duza  $f_1$ , în camera B, care comunică cu exteriorul prin duza  $f_2$ ; presiunea aerului în camera A rămîne mereu constantă ( $p_1 = \text{const}$ ) și se măsoară cu manometrul  $M_1$ ; în schimb, presiunea



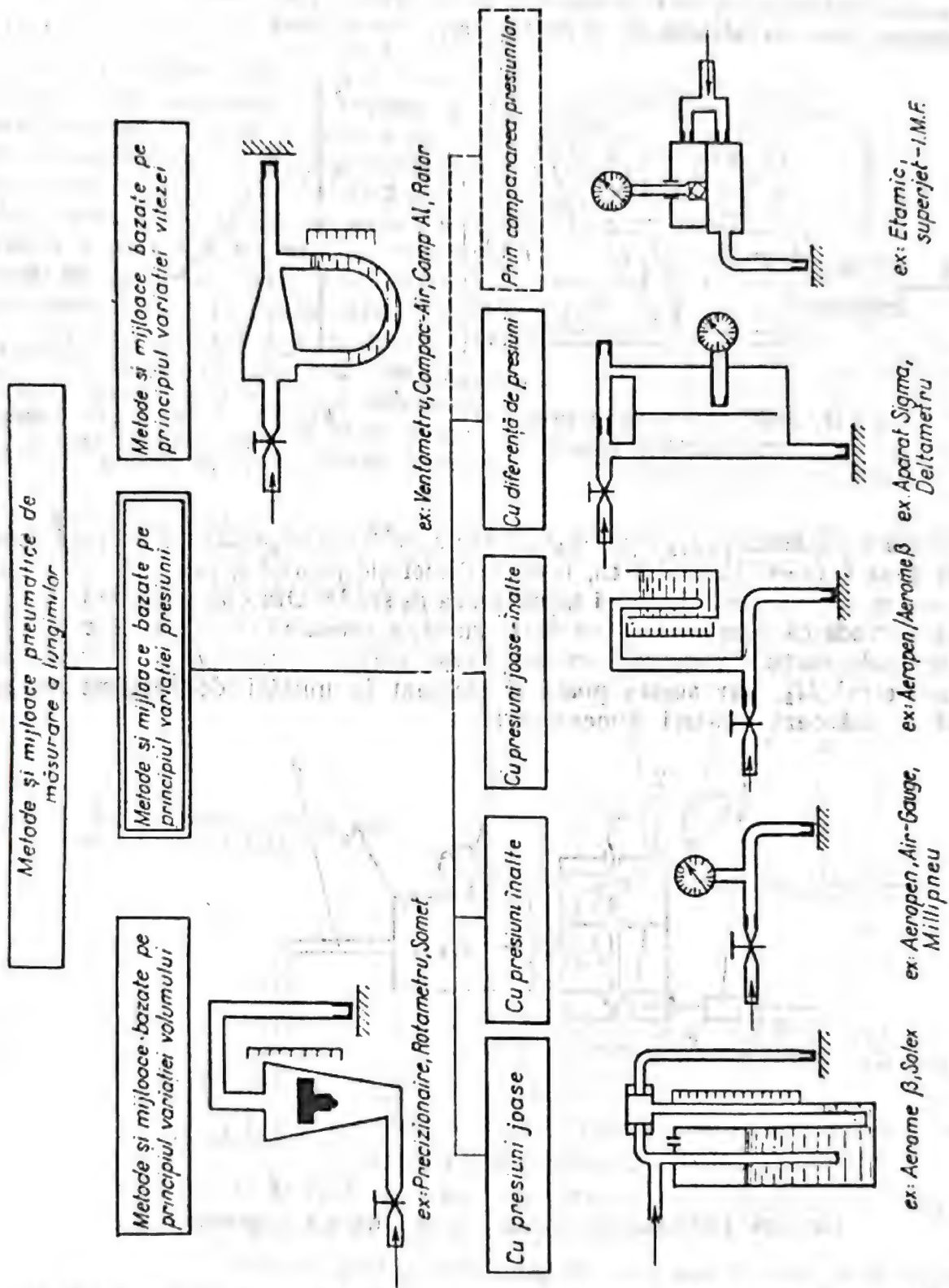


Fig. 5.46. Metode și mijloace pneumatice de măsurare.

aerului în camera  $B$  variază în funcție de valoarea jocului  $z$  dintre suprafața frontală exterioară a duzei  $f_2$  și suprafața  $S$  a piesei care se măsoară; valorile limită ale presiunii  $p_2$  în camera  $B$  vor fi: presiunea atmosferică ( $p_{2min} = p_a$ ), pentru situația când în fața duzei  $f_2$  nu se află nici un obstacol și aerul iese complet liber în atmosferă, și presiunea  $p_1$  din camera  $A$ , respectiv presiunea

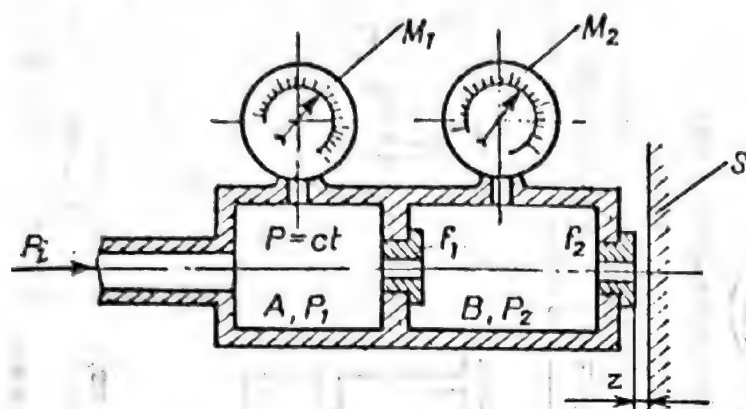


Fig. 5.47. Principiul variației presiunii (presiunii variabile).

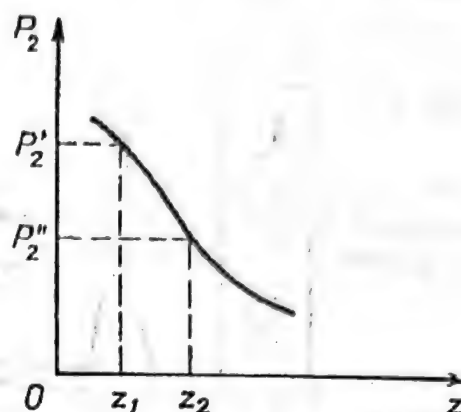


Fig. 5.48. Diagrama de variație a presiunii în funcție de jocul  $z$ .

de intrare  $p_1$ , adică  $p_{2max} = p_1 = p_a$ , pentru cazul când suprafața  $S$  acoperă complet duza  $f_2$  ( $z=0$ ). Rezultă că, la valori mici ale jocului  $z$ , presiunea  $p_2$  crește și, invers, la valori mari ale lui  $z$ , presiunea  $p_2$  scade. Din diagrama de la figura 5.48, se vede că domeniul optim de măsurare a presiunii, cuprins între  $p_2$  și  $p_2''$  corespunde porțiunii liniare a curbei. Presiunea în camera  $B$  se măsoară cu manometrul  $M_2$ , dar acesta poate fi etalonat în unități de lungime atunci când se măsoară abateri dimensionale.

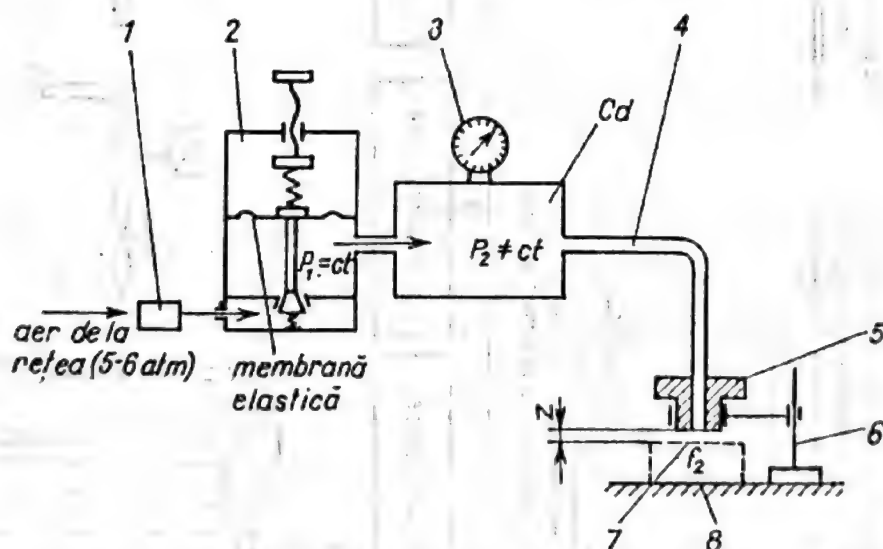


Fig. 5.49. Instalație pneumatică de măsurare a dimensiunilor.

De obicei, aparatul pneumatic face parte dintr-o schemă alcătuită din următoarele elemente (fig. 5.49): filtrul de aer 1, regulatorul de presiune 2 cu element elastic, camera de presiune variabilă (de detentă)  $C_d$ , manometrul 3 gradat în unități de lungime, conducta flexibilă 4, capul de măsurare 5 (de



formă și dimensiuni normalizate sau standardizate) și suportul 6. Cală sau blocul de cale de reglare și piesa 7 se așază pe masa 8.

În figura 5.50 este prezentată schema unui *aparat pneumatic cu presiune joasă, tip Solex, cu manometru cu apă*. Aerul comprimat intră în tubul 2, cu secțiunea relativ mare și deschis la partea inferioară; acesta este scufundat în rezervorul cu apă 1, care comunică cu tubul manometric 4. În același timp, tuburile 2 și 4 comunică cu camera 3, în care presiunea variază în funcție de jocul dintre suprafețele frontale exterioare ale ajutărilor de ieșire din calibrul 5 și suprafața piesei 6. Variația de presiune din camera 3 provoacă variația înălțimii coloanei de apă, din tubul manometric 4. Ca urmare, presiunea din camera 3, respectiv abaterea dimensiunii măsurate este apreciată după diferența  $h$  dintre nivelul apei din rezervorul 1 și nivelul coloanei de apă din tubul 4. Scara gradată se trasează chiar pe tubul 4 sau pe o placă montată lângă tub.

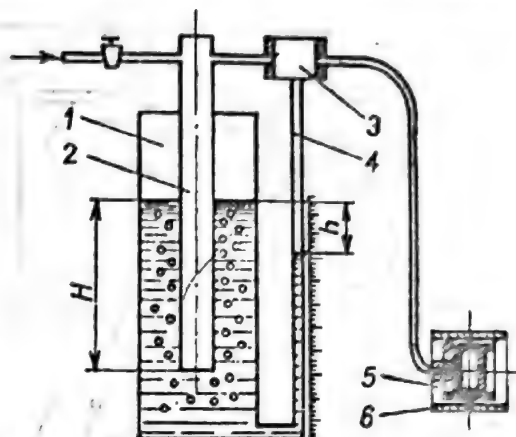


Fig. 5.50. Aparat pneumatic cu manometru cu apă, tip Solex.

La acest aparat, raportul de amplificare are valori între 4 000 și 5 000, iar valoarea diviziunii se stabilește experimental prin etalonare.

În figura 5.51 este prezentat, schematic, un aparat pneumatic cu presiune variabilă, care lucrează cu *presiuni de măsurare relativ înalte* ( $3 \dots 6 \text{ daN/cm}^2$ ). El este constituit din următoarele elemente: filtrul 1, regulatorul de presiune 2,

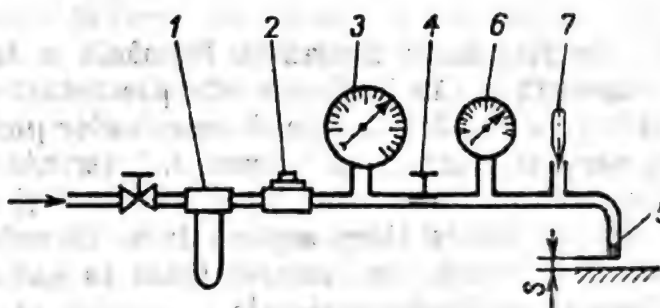


Fig. 5.51. Aparat pneumatic cu presiune variabilă înaltă.

manometrul 3, diafragma 4, cu ajutajul de intrare în camera de presiune variabilă, manometrul cu tub Bourdon 6, ajutajul de preaplin cu acul de reglare 7 și ajutajul de ieșire 5. Principalele avantaje ale acestor aparate sînt:

- datorită vitezei mari de ieșire a aerului prin ajutajul de măsurare, are loc o curățire foarte bună a suprafeței piesei măsurate;
- se pretează ușor la realizarea lor în multe variante constructive, corespunzător condițiilor concrete de exploatare și utilizare;
- pot fi prevăzute cu dispozitive de înregistrare și pot fi utilizate în instalațiile de control automate sau automatizate.

Din grupa acestor aparate fac parte cele construite de firmele Mercer — Anglia, Massi — R.D.G., Milipneu — R.F.G. etc.

În figura 5.52 este prezentată schema *aparaturii pneumatice diferențiale*, cu presiune variabilă, care funcționează astfel: aerul comprimat intră, prin ajutajele 1 și 2, în tuburile gofrate 3 și 4, care au rolul de cameră cu presiune variabilă și, respectiv, de cameră cu presiune constantă; presiunea în tubul 3 variază în funcție de mărimea jocului dintre ajutajele calibrului 5 și suprafața

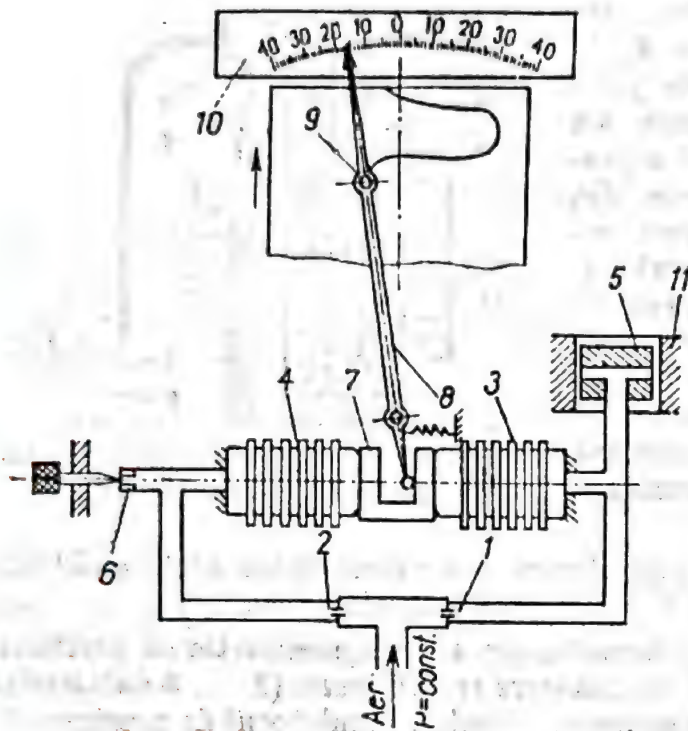


Fig. 5.52. Aparat pneumatic diferențial.

piesei 11, adică în funcție de variația dimensiunii măsurate; ca urmare, tuburile 3 și 4 se comprimă, sau se destind (când se comprimă unul, se destinde celălalt), provocând deplasarea potcoavei 7 și rotirea acului indicator 8 cu penița de înregistrare 9. Variația dimensiunii măsurate poate fi urmărită pe scara gradată 10 sau pe diagrama înregistrată. Aparatul este prevăzut și cu ajutorul de contrapresiune 6. Datorită mecanismului de înregistrare cu penița 9, pot fi fixate și analizate nu numai abaterile dimensionale, ci și abaterile de formă ale suprafețelor.

Aparatele pneumatice diferențiale utilizate în prezent sînt de tipul Sigma (Anglia), Etamic (Elveția), Deltametr (Suedia) etc.

În Republica Socialistă România a fost realizat *comparatorul pneumatic „Superjet”*, a cărui schemă este prezentată în figura 5.53. Variația interstițiului  $z$ , produsă de variația dimensiunilor pielor măsurate, provoacă, la rîndul ei, variația presiunii în camera 1. Diferența dintre presiunile în camerele 1 și 2 duce la deplasarea membranei elastice 6 și a cuiului 3; acesta din urmă acționează, în același timp, supapa duzei de autocompensare 5 și tija comparatorului cu cadran 4, care este etalonat în unități de lungime ( $\mu\text{m}$ ) și pe care se citesc abaterile dimensionale.

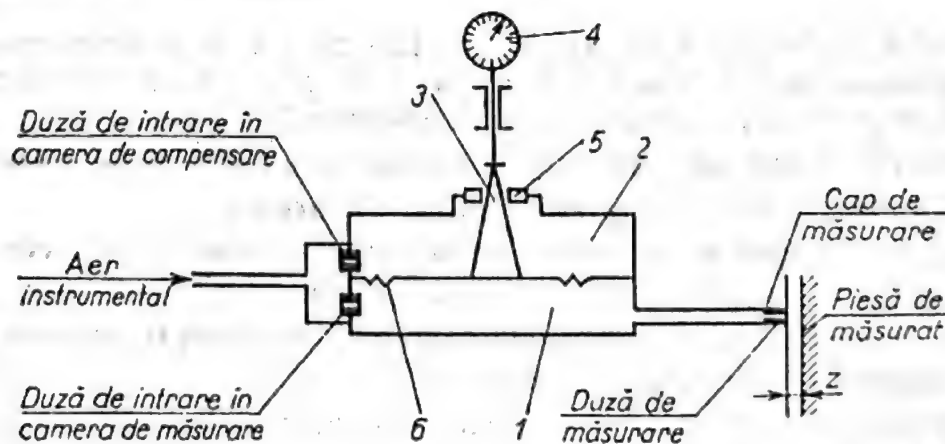


Fig. 5.53. Aparat pneumatic „Superjet”.



În figura 5.54 este prezentată schema unui *aparat cu tub Venturi* bazat pe principiul variației vitezei aerului. După ce este filtrat și stabilizat la o anumită presiune, aerul comprimat din rețea intră în camera 1 cu secțiune variabilă și iese, apoi prin ajutorul de măsurare 3. Viteza de ieșire a aerului, ca și presiunea din manometrul diferențial 2, variază în funcție de mărimea jocului dintre

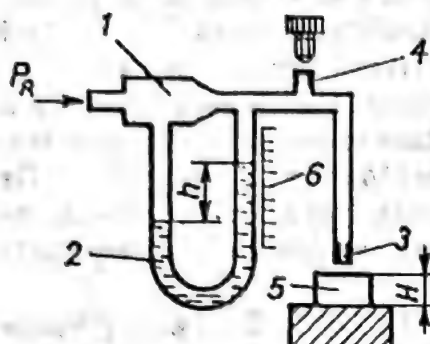


Fig. 5.54. Aparat pneumatic cu tip Venturi.

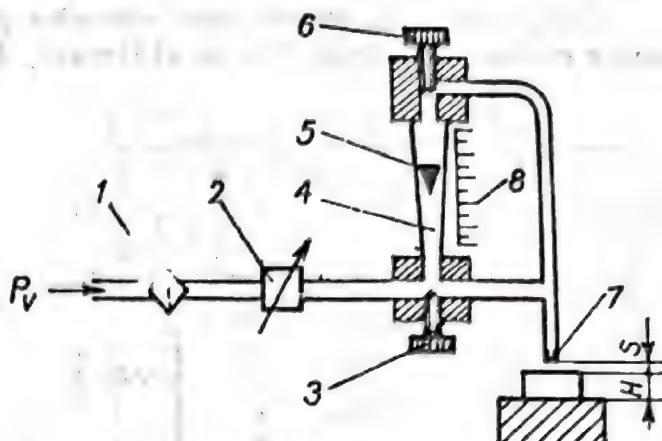


Fig. 5.55. Aparat pneumatic cu flotor.

duza 3 și piesa 5, respectiv în funcție de dimensiunea piesei 5. Abaterea dimensională se citește pe scara gradată 6. Reglarea fină la zero a aparatului se face cu ajutorul mecanismului supapei de trecere 4.

Pe principiul variației vitezei aerului sînt construite aparatele pneumatice „Comparaitor” (firma Taft-Peirce — SUA), „Balometru-Sigma” (Anglia) etc.

Principiul variației volumului este pus la baza construcției aparatelor pneumatice cu rotametrul sau cu flotor. Schema unui astfel de aparat este prezentată în figura 5.55. Aerul comprimat din rețea trece prin filtrul 1, apoi prin regulatorul de presiune 2 și ajunge în tubul conic de sticlă 4. De aici, aerul trece mai departe și iese în atmosferă prin duza 7. În funcție de dimensiunea piesei, respectiv de jocul dintre duza 7 și piesa care se măsoară, flotorul 5 se stabilește în poziția în care presiunea aerului în porțiunea de deasupra lui în tubul 4 devine egală cu presiunea aerului din porțiunea de sub el în același tub 4. Abaterile la dimensiune se citesc pe scara gradată 8. Șuruburile 3 și 6 servesc la reglarea presiunii aerului în aparat.

Conform schemei prezentate, au fost realizate diferite tipuri de aparate de către firmele Somet și Précisionaire, uzina Kalibr etc.

În construcțiile de mașini sînt utilizate și diferite tipuri de aparate pneumo-elastice, care pot fi ușor automatizate sau incluse în mașini-unelte automate ori în linii tehnologice automatizate.

### 5.2.8. APARATE COMPARATOARE ELECTROMECHANICE, ELECTRICE, ELECTRONICE ȘI CU RADIAȚII RADIOACTIVE

Aparatele comparatoare electromecanice sînt utilizate cu foarte bune rezultate atât pentru măsurări obișnuite în practica de producție, cît și pentru măsurări de înaltă precizie în condiții de laborator. Ele prezintă o serie de

avantaje, dintre care se pot menționa : au o sensibilitate și precizie de măsurare ridicate, permit măsurarea la distanță, pot fi folosite în operații automate sau în linii tehnologice automatizate etc.

După principiul sau fenomenul electric pe care se bazează, comparatoarele electromecanice pot fi : cu contacte electrice, inductive, capacitive, electronice, fotoelectrice, cu radiații radioactive etc.

Comparatoarele cu contacte electrice pot fi cu unul, cu două sau cu mai multe contacte electrice. Ele se utilizează, de obicei, ca traductoare limitative,

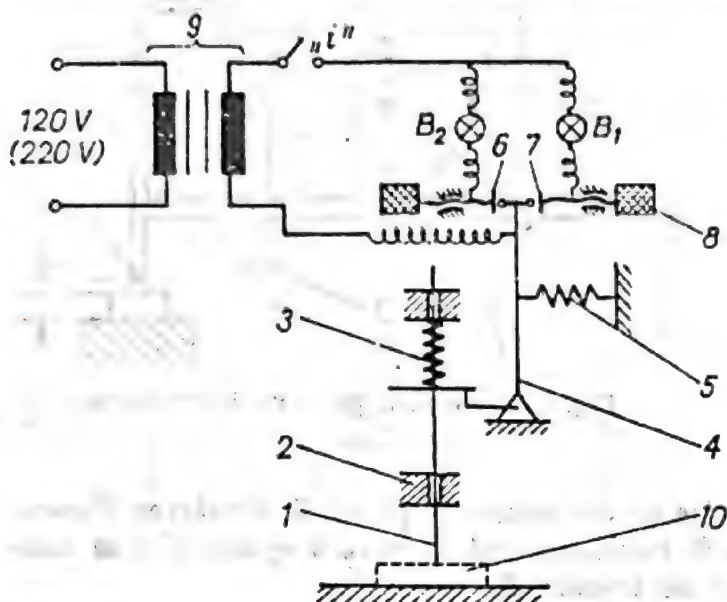


Fig. 5.56. Comparator (traductor) electromecanic cu două contacte.

pentru a se stabili dacă piesele controlate au sau nu abateri efective între abaterile limită prescrise (fie că este vorba de o sortare obișnuită în piese corespunzătoare și piese rebut, fie că este vorba de sortarea pe grupe a pieselor corespunzătoare.)

În figura 5.56 este prezentată schema unui comparator (traductor) electromecanic cu două contacte și cu lămpi de semnalizare. În funcție de dimensiunea piesei 10, deplasarea și poziția tijei palpatorului 1 se transmit la pîrghia 4 ; în cazul pieselor cu abateri limită efective între limitele prescrise, partea superioară cu contacte a

acestei pîrghii se află într-o poziție, prin care nu atinge nici unul din contactele 6 și 7. În cazul cînd abaterea efectivă a piesei este mai mare decît abaterea maximă prescrisă sau mai mică decît cea minimă prescrisă, partea superioară a pîrghiei 4 atinge contactul 7 sau contactul 6, se închide circuitul electric și se aprinde lampa  $B_1$ , sau, respectiv,  $B_2$ . De regulă, la măsurarea dimensiunilor exterioare, lampa  $B_1$ , care semnalizează rebutul remediable, dă o lumină verde, iar lampa  $B_2$ , care semnalizează rebutul neremediabil, dă o lumină roșie ; la măsurarea dimensiunilor interioare, situația este inversă și, deci, se inversează și culorile luminii. Șuruburile 8 servesc la reglarea distanței dintre contactele 6 și 7 corespunzător abaterilor limită, arcul 3 creează forța de măsurare, arcul 5 asigură contactul permanent dintre pîrghia 4 și tija palpatorului, iar bușa 2 servește la ghidarea tijei 1. Aparatul este alimentat din rețeaua electrică de 110 sau 220 V prin transformatorul 9.

Comparatoarele (traductoarele) inductive pot fi cu circuit magnetic deschis, diferențiale etc.

În figura 5.57 este prezentat un traductor inductiv cu circuit magnetic deschis. Variația dimensională a pieselor măsurate 3 provoacă deplasarea, sub acțiunea palpatorului, a miezului de fier 1 ; acesta, la rîndul lui, determină schimbarea inductanței bobinei electromagnetului 2 și, ca urmare, modificarea curentului în circuitul electric de măsurare. Valorile abaterilor efective se citesc pe scara gradată a aparatului 4, etalonat în micrometri ( $\mu\text{m}$ ).



Traductorul inductiv diferențial prezentat în figura 5.58 este compus din următoarele elemente principale: corpul 3, tija palpatorului 5, miezul de fier 1, electromagneții 2 și 2', rezistența 6 și aparatul indicator 7. Prin deplasarea miezului 1 în electromagneții 2 și 2' (sub acțiunea tijei palpatorului 5), se dezechilibrează puntea electrică și aparatul indicator 7, etalonat în  $\mu\text{m}$ , arată

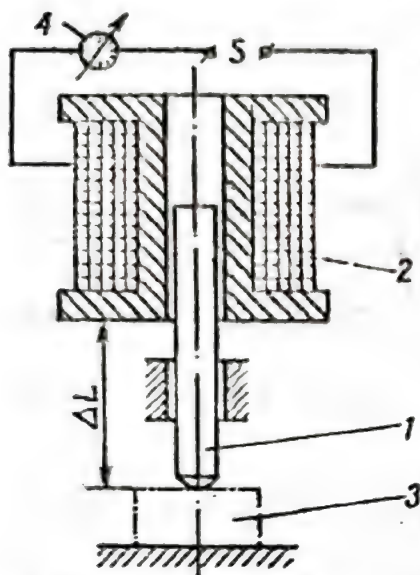


Fig. 5.57. Traductor inductiv cu circuit magnetic deschis.

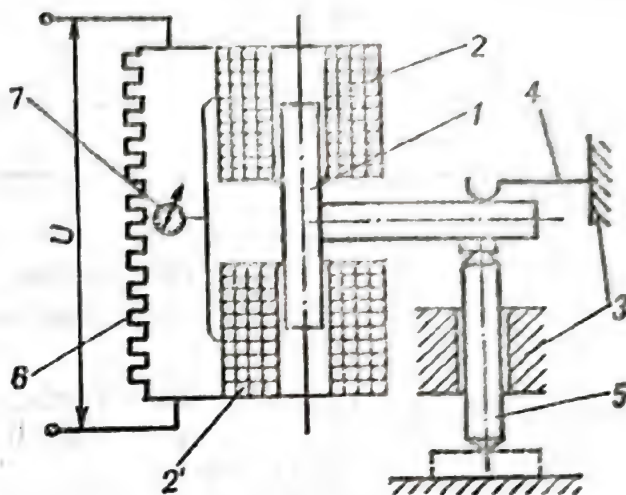


Fig. 5.58. Traductor inductiv diferențial.

abateri pozitive sau negative (față de abaterea zero, corespunzătoare poziției medii a miezului 1). Arcul plan 4 asigură forța de măsurare.

Comparatoarele (traductoarele) capacitive, a căror schemă de principiu este prezentată în figura 5.59, funcționează pe baza variației capacității unui condensator în funcție de variația dimensiunii piesei controlate; variația capacității se citește pe scara gradată a unui aparat electric indicator, etalonat în  $\mu\text{m}$ .

Aparatele de acest tip se caracterizează printr-o construcție simplă și o sensibilitate mare, dar în condițiile păstrării la valori constante a unor condiții meteorologice (temperatură și umiditate).

Traductoarele electronice, care constituie o gamă largă de aparate, sînt, în general, complet tranzistorizate și sînt utilizate atît pentru măsurări absolute, cît și comparative. În unele cazuri, cu același aparat se măsoară o singură dimensiune sau mai multe dimensiuni.

Valorile numerice ale dimensiunii sau ale abaterii se pot citi direct pe cadranul aparatului, pot fi afișate numeric sau pot fi înregistrate pe bandă.

Datorită sensibilității și preciziei înalte, traductoarele electronice pot fi introduse în schemele de automatizare a controlului sau în instalațiile de comandă automată a mașinilor-unelte ori a liniilor tehnologice în flux continuu.

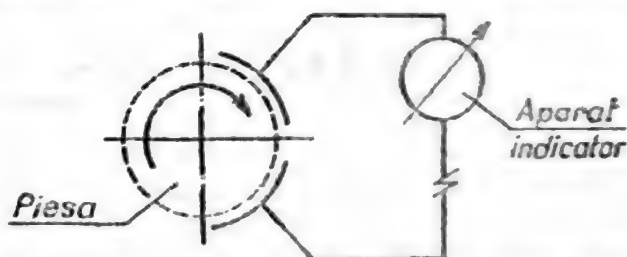


Fig. 5.59. Comparator (traductor) capacitiv.

În figura 5.60 este prezentată schema funcțională de principiu a aparatului electronic tip GD 20 (fabricație TESA—Elveția). Tensiunea alternativă produsă de oscilatorul  $O_c$  este transmisă la bobinele traductorului inductiv  $M$ , prin intermediul transformatorului  $Tr$ . Din cauza variației  $\delta$  a dimensiunii

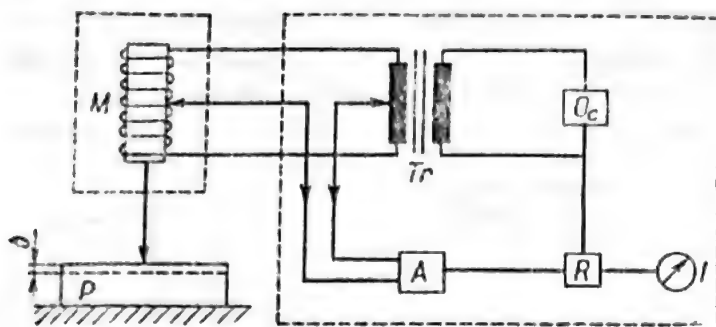


Fig. 5.60. Traductor electronic tip GD 20.

piesei  $P$ , tija palpatorului deplasează miezul magnetic între bobine, influențind impedanța relativă a acestora. Variația impedanței este transformată într-un semnal electric, care este amplificat de amplificatorul  $A$ , redresat în redresorul  $R$  și, apoi, înregistrat la aparatul indicator  $I$ , etalonat în mod corespunzător.

Traductoarele electronice au valori ale diviziunii de 0,0001 și 0,010 mm și limita de măsurare pe scara gradată între  $\pm 0,003$  și  $\pm 0,300$  mm.

Traductoarele cu celulă fotoelectrică pot fi cu palpate mecanică sau cu palpate optică.

În figura 5.61 este prezentată schema unui traductor cu celulă fotoelectrică cu palpate mecanică. Fasciculul de raze luminoase din sursa  $S$  trece prin lentila-condensator  $1$ , fanta diafragmei  $2$ , lentila-obiectiv  $3$  și ajung la celula fotoelectrică  $6$ . Prin întreruperea parțială sau totală a fasciculului de raze de către obtura-

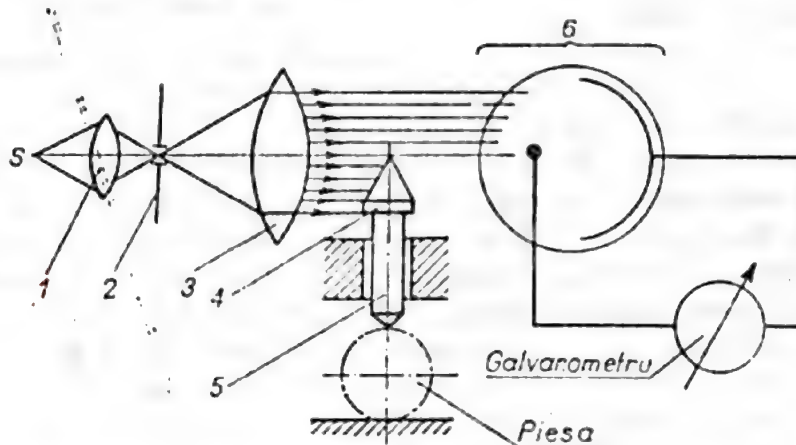


Fig. 5.61. Traductor cu celulă fotoelectrică cu palpate mecanică.

torul  $4$  (sub acțiunea tijei palpatorului  $5$  și în funcție de dimensiunea piesei), se produce variația curentului emis de celula fotoelectrică. Această variație este înregistrată și citită pe scara gradată a galvanometrului, etalonat în  $\mu m$  și reglat la zero în prealabil.

În figura 5.62 este prezentată schema unui traductor cu celulă fotoelectrică cu palpate optică. La acest aparat, razele de lumină ale sursei  $S$  sînt reflectate de oglinda  $1$ , trec prin lentila  $2$ , sînt obturate parțial sau total chiar de piesa  $4$  și ajung la celula fotoelectrică  $3$ . Prin urmare, aparatul este lipsit de palpator.

Traductoarele cu radiații radioactive își bazează funcționarea pe capacitatea de absorbție a radiațiilor  $\alpha$ ,  $\beta$  și  $\gamma$  de către piesa măsurată, în funcție de



grosimea acesteia. Ca sursă de radiații se utilizează izotopi radioactivi, care sint înregistrați de un detector de mare stabilitate.

În figura 5.63 este prezentată schema unui astfel de traductor, prevăzut cu detector de scintilație, utilizat pentru determinarea grosimii pieselor. Fluxul de radiații  $\gamma$ , emis de sursa 1 și modulat de întreruptorul mecanic 3 (pentru a i se asigura fluxului o componentă constantă și una variabilă, în funcție de grosimea piesei), trece prin piesa 2 și ajunge, apoi, la detectorul de scintilație format din cristalul 4 și fotomultiplicatorul 5 (care produce semnalul electric).

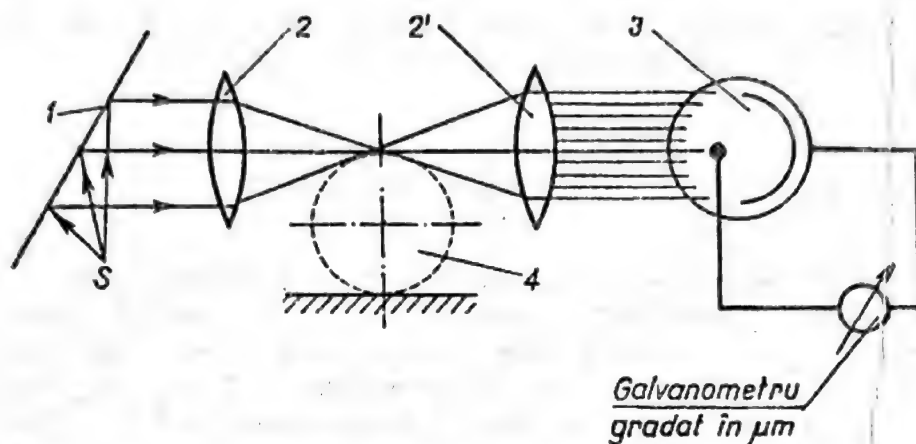


Fig. 5.62. Traductor cu celulă fotoelectrică cu palpare optică.

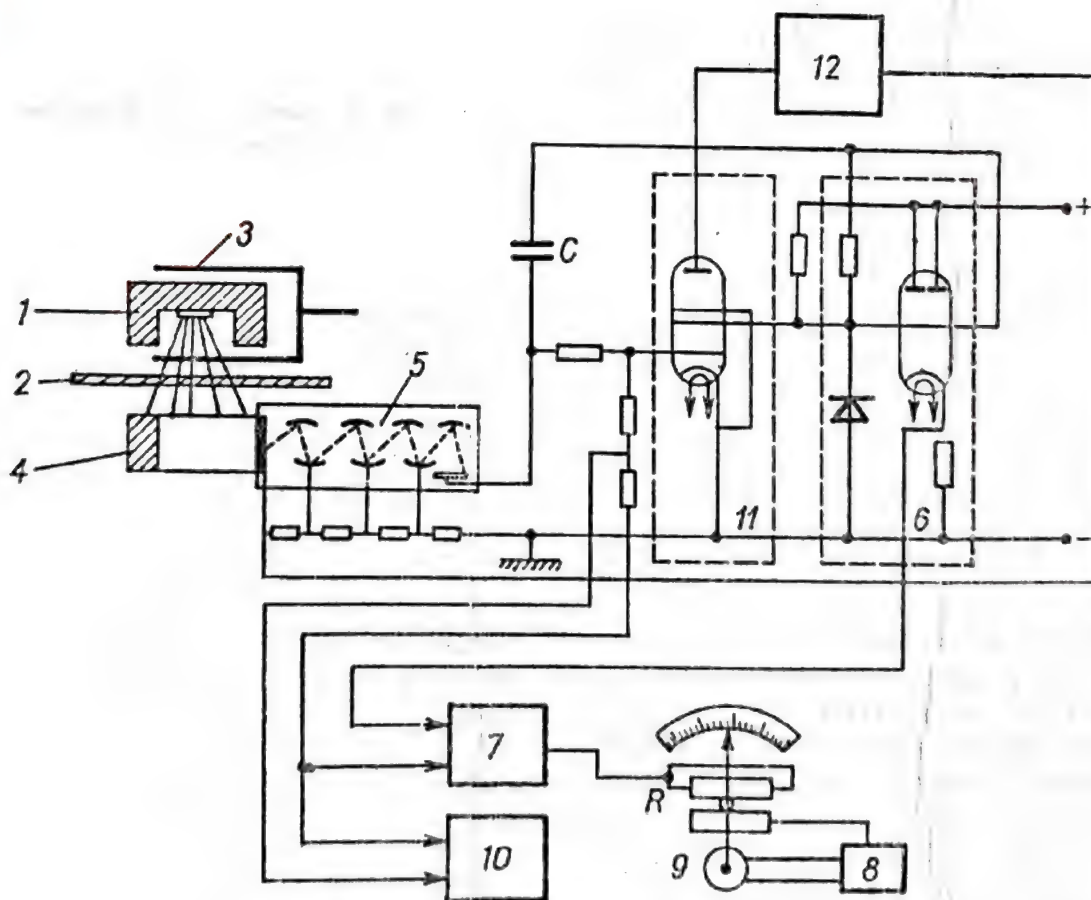


Fig. 5.63. Traductor cu radiații radioactive.

Componenta variabilă a semnalului electric trece, prin condensatorul de separare *C*, la repetorul catodic 6 și, de aici, la circuitul detector și integrator 7, apoi la un compensator electronic, constituit din reostatul *R*, amplificatorul 8 și motorul 9. Semnalul electric total al fluxului ajunge la compensatorul electronic prin circuitul de integrare 10, unde cele două semnale (componente) sînt comparate automat. Raportul dintre semnale, care depinde de grosimea piesei, este indicat de către mecanismul indicator cuplat la cursorul potențiometrului. Dispozitivul 11 asigură reglarea automată a coeficientului de amplificare al fotomultiplicatorului 5, acesta fiind alimentat de la sursa de înaltă tensiune 12.

Cu ajutorul unui aparat se pot măsura grosimi în intervalul de la 0,4 la 3 mm, utilizînd, ca sursă de radiații, izotopul  $Tu^{170}$  sau  $Eu^{155}$ .

### 5.2.9. PROIECTOARE DE PROFILE

Proiectoarele de profile sînt construite pe baza proiectării, la o scară mărită pe un ecran mat, a conturului sau a unei părți din conturul piesei de verificat. Principiul de funcționare este următorul (fig. 5.64): fasciculul de raze luminoase de la sursa 1 trece prin lentila-condensor 2, ia imaginea conturului piesei 3 (cu lungimea  $AB$ ), o trece prin lentila-obiectiv 4 și o proiectează pe ecranul mat 5; aici se obține imaginea inversă a conturului piesei la mărimea  $A'B'$ .

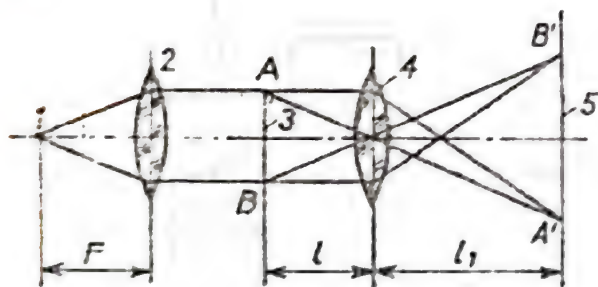


Fig. 5.64. Principiul de funcționare al proiectoarelor.

În figura 5.65 este prezentată schema optică de principiu a proiecteurului. Lumina, care pleacă din sursa 1, trece prin condensorul 2 și se îndreaptă sub formă de fascicul de raze paralele spre placa de sticlă 3, care este montată, printr-un suport, pe masa aparatului și pe care este așezată piesa de verificat. Fasciculul de raze ia conturul integral sau parțial al piesei și, după ce trece prin plăcile de protecție 4 și prin obiectivul 5, se reflectă pe oglinda 6 și ajunge la ecranul 7. Aici, printr-o deplasare de reglare corespunzătoare a mesei cu piesa în planul orizontal (transversal și longitudinal, precum și cu o mișcare de rotație), se obține suprapunerea imaginii cu conturul nominal desenat la scara respectivă pe o foaie de calc. Focalizarea imaginii se face apropiînd sau depărțînd (pe verticală) masa de obiectiv (sau invers). De obicei, proiectoarele sînt prevăzute cu obiective schimbabile (montate într-un mecanism tip revolver) pentru mărituri de 10, 20 și 50 de ori. Pentru măsurarea profilelor pieselor ca : șabloane, came, roți dințate etc. proiectorul dispune de următoarele posibilități :

- a) compararea conturului real mărit cu desenul executat la scară ;
- b) măsurarea, direct pe ecran, a abaterilor conturului real față de cel nominal desenat (de exemplu, la o mărire de 50 ori, o abatere de 1 mm măsurată pe ecran înseamnă, în realitate, o abatere efectivă de  $1 : 50 = 0,02$  mm) ;



c) măsurarea profilului în coordonate rectangulare sau în coordonate polare.

În figura 5.66 este prezentată o vedere generală a proiecteurului, pe care sînt indicate următoarele elemente : ecranul 1, riglele 2 de fixare a desenului, masa ecranului 3, mecanismul tip revolver 4 cu trei obiective, măsura 5 pe care este fixată placa de sticlă 6 (pentru aşezarea piesei), mecanismul 7 de înclinare

Fig. 5.65. Schema optică a proiecteurului de profile.

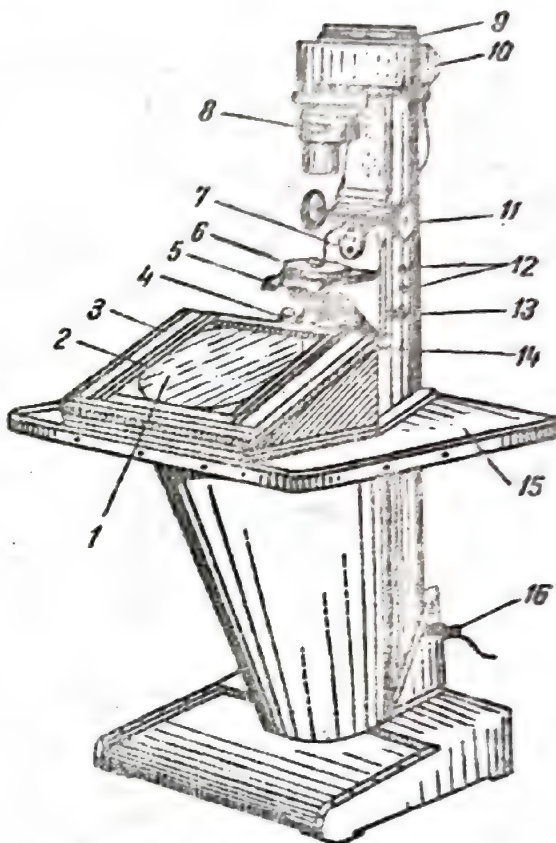
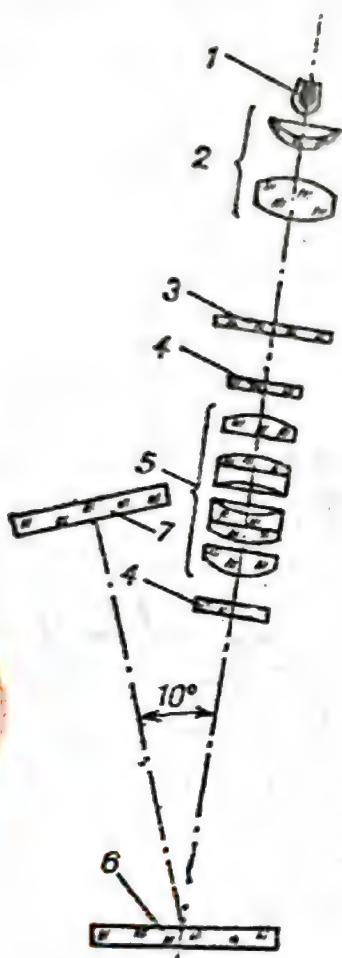


Fig. 5.66. Proiecteur de profile.

a suportului, maneta 8 de schimbare a condensatorului (în funcție de obiectiv), suportul sursei de iluminare 10, dispozitivul 11 de deplasare a măsutei 5 pe verticală, butoanele de contact 12 și 13, șurubul de blocare 14, ștecherul 16, elementele 9 și 15 pentru fixarea unui cadru cu perdea neagră care formează o cameră obscură (în scopul unei mai bune vizibilități a imaginii pe ecran). În cazul când piesa are formă cilindrică și este prevăzută cu găuri de centrare, pe măsura 5 se fixează un dispozitiv de prindere între vîrfuri.

## 5.2.10. MICROSCOAPE PENTRU MĂSURAREA LUNGIMILOR ȘI UNGHIURILOR

Aparatele din această grupă sînt utilizate pentru măsurarea cu precizie înaltă a dimensiunilor liniare, unghiurilor, razelor de curbura, elementelor filetelor și roților dințate, calibrelor și camelor, sculelor așchietoare etc., la piese cilindrice, prismatice și cu profile complexe.

Microscoapele de măsurare se execută în trei tipuri, diferite ca gabarit, construcție și precizie : microscopul mic de atelier, microscopul mare de atelier (instrumental) și microscopul universal.

Partea comună a celor trei tipuri de microscopae o constituie microscopul propriu-zis, a cărui schemă optică este prezentată în figura 5.67. Razele de lumină de la sursa 1 trec printr-un sistem de lentile și filtre (din care face parte și filtrul 2), se reflectă pe oglinda 3, trec prin lentila-condensor 4 și luminează piesa care

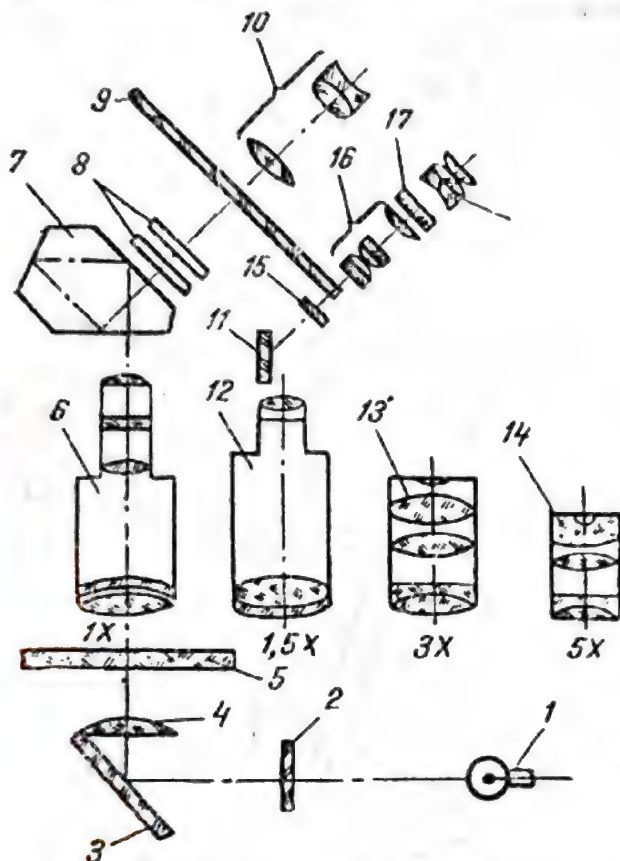


Fig. 5.67. Schema optică a microscopului pentru măsurarea lungimilor și unghiurilor.

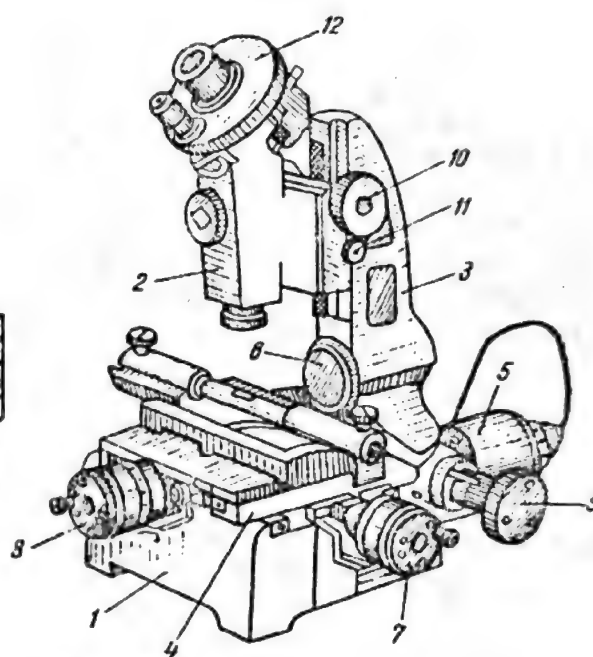


Fig. 5.68. Microscop mic de atelier.

este așezată pe masa de sticlă 5 sau într-un dispozitiv cu vîrfuri de centrare ; luînd imaginea parțială sau totală a conturului piesei, lumina trece mai departe prin prisma 7, printr-unul din obiectivele 6, 12, 13 sau 14, apoi prin plăcile de protecție 8 și ajunge în capul ocular, de exemplu, în capul ocular universal format din : placa transparentă și rotitoare 9 (cu un sistem de fire reticulare la mijloc și cu o scară gradată în  $360^\circ$  sexagesimale la periferie), ocularul central 10, apoi oglinda 11, filtrul 15, obiectivul 16, plăcuța 17 cu vernier de 60 diviziuni a câte  $1'$  și ocularul 18. De menționat că sistemul optic periferic, începînd cu oglinda 11 și terminînd cu ocularul 18, este luminat separat de un bec de 6 sau 12 V, al cărui suport este fixat pe brațul microscopului.

**Microscopul mic de atelier** (fig. 5.68) este compus din următoarele părți și organe componente : batiul 1, coloana 3, (care se poate inclina vertical în jurul axului 6 pînă la  $\pm 10^\circ$ , brațul 2 cu microscopul propriu-zis și capul ocular 12, masa 4, sistemul de iluminare 5, maneta 9 pentru rotirea coloanei 3, mecanismul 10 de deplasare pe verticală a brațului 2 și șurubul de blocare 11. Masa 4 este formată dintr-o sanie inferioară, care poate fi deplasată longitudinal acțio-



nînd mecanismul micrometric 7, dintr-o sanie superioară, care poate fi deplasată transversal acţionînd mecanismul micrometric 8 şi dintr-un suport cu vîrfuri de centrare, care, în cazul cînd piesa de măsurat nu poate fi aşezată direct pe placa de sticlă a saniei superioare, serveşte pentru centrarea şi prinderea piesei. Cursa măsurată a mecanismelor micrometrice 7 şi 8 este de 25 mm, iar valoarea diviziunii este de 0,01 mm. Deplasări ale mesei mai mari de 25 mm (atît în direcţie longitudinală, cît şi în direcţie transversală) se obţin prin introducerea unei cale plan-paralele între tija şurubului micrometric şi sania respectivă.

După fixarea piesei pe masa 4, se reglează diafragma (din montura sistemului de iluminare 5) pentru obţinerea unei lumini optime, după care, privind prin ocular, se face focalizarea imaginii piesei prin deplasarea microscopului pe verticală (spre sau dinspre piesă), cu ajutorul mecanismului 10. În cazul verificării filetelor cu pas mare, respectiv cu înclinare mare a spirei, este necesară şi o înclinare corespunzătoare a coloanei 3 spre stînga sau spre dreapta.

Capul-ocular 12 poate fi : cap-ocular universal, cap-ocular revolver cu filete şi unghiuri ori cu racordări sau cap-ocular cu imagine dublă.

*Capul-ocular universal* (fig. 5.69, a) este constituit din următoarele părţi : corpul 1 (în care se află discul de sticlă transparentă cu fire reticulare în mijloc şi cu scara gradată în  $360^\circ$  la periferie), ocularul central 2, ocularul periferic 3, dispozitivul 4 de rotire a discului cu firele reticulare şi cu scara gradată periferică şi oglinda 5 (oglanda 11 din figura 5.67). În ocularul central 2 se văd (fig. 5.69, b) imaginea reală mărită a conturului piesei şi sistemul de fire reticulare. În ocularul periferic 3 se văd (fig. 5.69, c) cîteva repere în grade sexagesimale ale scării gradate periferice, precum şi vernierul fix cu 60 diviziuni a cîte  $1'$ . Capul-ocular universal este folosit pentru măsurarea lungimilor şi a unghiurilor.

În cazul măsurării, de exemplu, a diametrului unei piese cilindrice, se caută întîi, a se obţine în ocularul central, suprapunerea unuia din firele reticulare centrale cu imaginea uneia din generatoarele piesei şi, apoi, se citeşte pe scara gradată a mecanismului micrometric 2 (v. fig. 5.68) o anumită valoare ; operaţia de suprapunere şi citire se execută şi pentru cealaltă generatoare (după deplasarea corespunzătoare a mesei cu piesa de măsurat) ; diferenţa dintre cele două citiri va da valoarea diametrului în secţiunea respectivă.

În cazul măsurării, de exemplu, a unghiului piesei a cărei imagine se vede în figura 5.69, b, unul din firele reticulare se aşază foarte aproape şi paralel cu una din laturi (prin deplasarea corespunzătoare a piesei şi prin rotirea discului de sticlă cu firele reticulare), iar în ocularul periferic se citeşte o anumită valoare ( $121^\circ 34'$  în figura 5.69, c) ; aceeaşi operaţie se execută şi pentru cealaltă latură ; diferenţa dintre cele două valori citite ne dă valoarea unghiului dintre laturi.

Pentru efectuarea unei vizări cît mai precise, respectiv pentru micşorarea erorii de vizare în cazul, de exemplu, al măsurării diametrului mediu sau pasului filetelor de înaltă precizie (măsurarea executîndu-se, de obicei, la microscopul universal), se utilizează cuţite speciale, de dreapta sau de stînga (în funcţie de flancul filetelor), care, cu muchia lor, se aduc în contact cu flancul filetelor în planul axial orizontal al piesei filetate. Cuţitele sînt prevăzute, pe suprafaţa netedă superioară vizibilă în ocularul central al capului-ocular universal, cu două rizuri lungi, paralele cu muchia cuţitului şi trasate, faţă de muchie, la aceeaşi distanţă (de 0,3 şi respectiv 0,9 mm), la care sînt trasate



firele reticulare necentrale (linii întrerupte), câte două de o parte și de alta, față de firul reticular central (linie întreruptă, fig. 5.69, *b*). După ce s-a realizat contactul dintre cuțit și flancul filetului, trebuie să se obțină suprapunerea a două fire reticulare necentrale pe rizurile cuțitului; prin aceasta se obține, de fapt, suprapunerea firului reticular central pe linia de contact dintre cuțitul

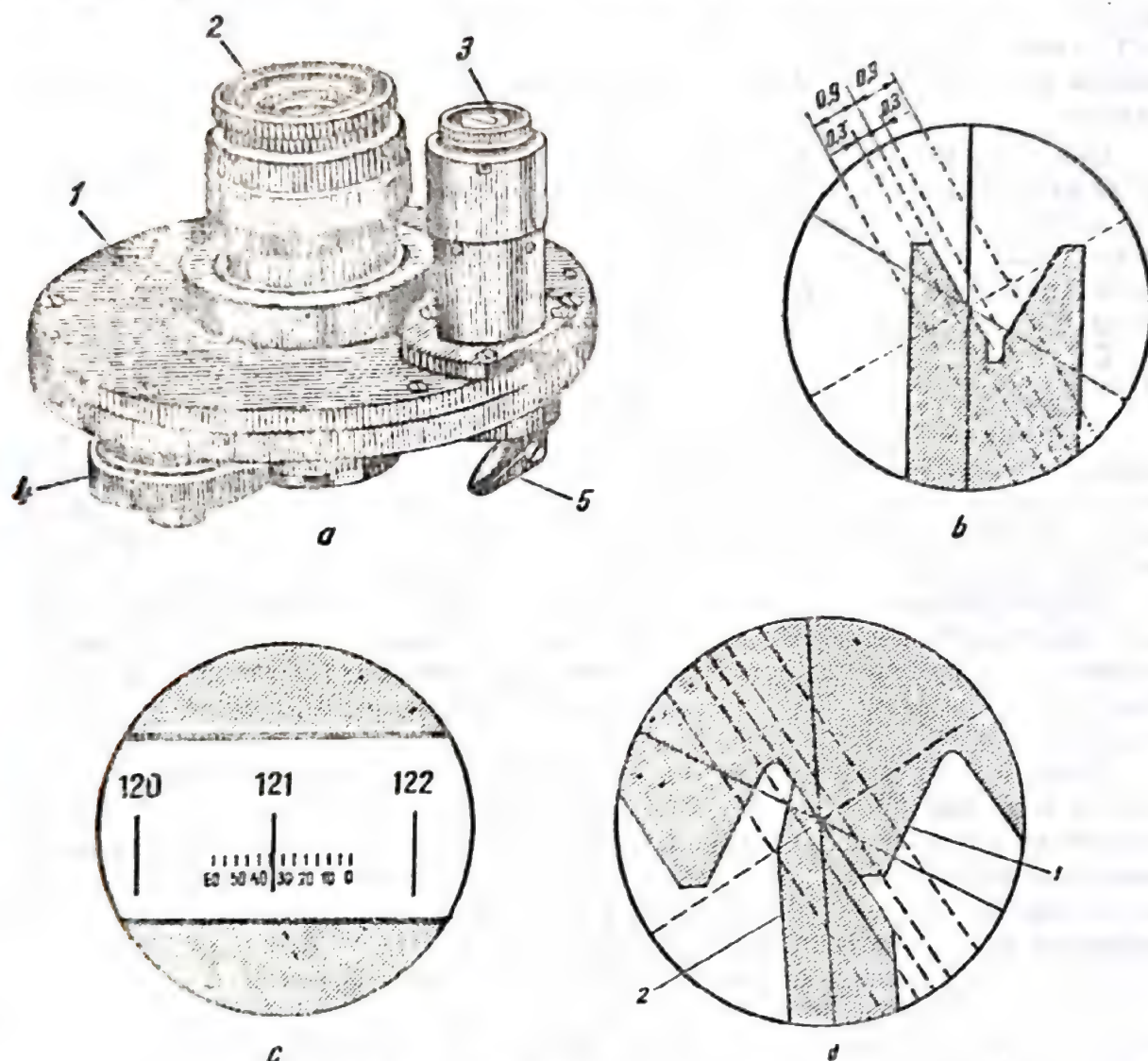


Fig. 5.69. Cap-ocular universal :

*a* — vedere generală ; *b*, *d* — vizare ; *c* — citirea indicațiilor unghiulare ( $121^{\circ}34'$ ).

2 și flancul filetului 1 (fig. 5.69, *d*), suprapunere care nu se poate obține direct din cauza că linia de contact nu se poate distinge clar. De reținut că suprafața cu rizuri a cuțitului trebuie să fie luminată cu ajutorul unui dispozitiv (cu 2—4 becuțe de 3,5 sau 6,3 V), care se fixează, de obicei, pe tubul microscopului central, deasupra ocularului.

Capul-ocular cu filete și unghiuri (fig. 5.70, *a*) este constituit din ocularul propriu-zis 1, corpul 2 (cu plasa de sticlă pe care sînt trasate profilele teoretice ale filetelor și diferite unghiuri) și dispozitivul 3 pentru rotirea plăcii de sticlă din corpul 2. După cum se observă, ocularul 1 este montat excentric față de placa de sticlă. La verificarea, de exemplu, a filetelor se caută a se obține suprapunerea imaginii reale și mărite a conturului spirelor cu profilul teoretic cores-



punător (fig. 5.70, b) în așa fel, ca linia medie a profilului teoretic (pe care este înscrisă valoarea pasului) să se suprapună cu valoarea zero a scării gradate fixe din partea stângă a câmpului vizual; în acest mod se poate determina pasul filetului atât pentru filete metrice, cât și pentru cele în inci. Făcând suprapunerea, pe rând, a fiecărui flanc al imaginii cu flancul corespunzător al profilului teoretic și citind de fiecare dată pe scara gradată din câmpul vizual, va-

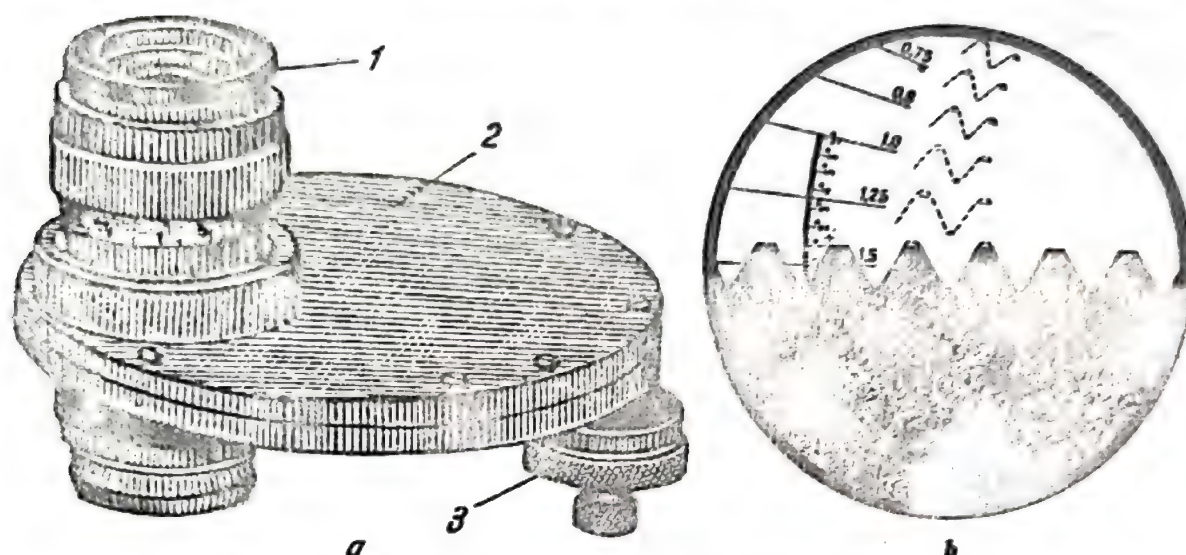


Fig. 5.70. Cap-ocular revolver :  
a — vedere generală; b — verificarea filetului.

loarea indicată de linia medie a profilului, diferența celor două citiri va da așa-numita asimetrie a profilului filetului verificat.

**Capul-ocular cu racordări** are aceeași construcție ca și capul-ocular cu filete și se utilizează în același mod, respectiv se suprapune (după un anumit număr de încercări) imaginea reală mărită a unei părți din contur sau a conturului integral al piesei cu profilul teoretic al unei racordări sau curbe; în ultimă instanță, se determină raza și, eventual, abaterea profilului piesei.

**Capul-ocular cu imagine dublă** (fig. 5.71, a) are, datorită unei construcții deosebite, proprietatea de a da, pentru un anumit contur sau profil, două imagini, ce se suprapun prin centrarea conturului, respectiv a profilului piesei pe axa optică principală a sistemului. Dacă, de exemplu, trebuie să se determine distanța dintre centrele a două alezaje ale unei piese în formă de plăcuță (fig. 5.71, b), se procedează în modul următor: după așezarea piesei pe placa de sticlă, se face centrarea unuia dintre cele două alezaje, deplasând piesa cu ajutorul celor două mecanisme micrometrice 7 și 8 (v. fig. 5.68); se notează cu  $x_1$  valoarea citită pe scara gradată a mecanismului micrometric 7 și cu  $y_1$  valoarea citită pe scara gradată a mecanismului micrometric 8; se centrează în ocular cel de-al doilea alezaj și se fac citirile  $x_2$  și  $y_2$ ; se calculează valorile  $X = |x_2 - x_1|$  și  $Y = |y_2 - y_1|$ , după care, conform teoremei lui Pitagora, distanța dintre axele alezajelor se va calcula cu relația:

$$L^2 = \sqrt{X^2 + Y^2} \text{ [mm]}. \quad (5.12)$$

În cazul când piesa poate fi așezată în așa fel, încât alezajele să se găsească pe aceeași linie cu direcția de deplasare longitudinală sau transversală a mesei

4 (v. fig. 5.68), distanța dintre axele alezajelor va fi  $L=X=|x_2-x_1|$  sau  $L=Y=|y_2-y_1|$ , întrucât una din cele două coordonate este egală cu zero.

Microscopul mare de atelier se deosebește de microscopul mic prin următoarele: dimensiuni de gabarit mai mari; mecanismele micrometrice pentru deplasarea săniilor longitudinală și transversală au, pe scara gradată circulară valoarea diviziunii de 0,005 mm, ceea ce permite măsurarea dimensiunilor cu o

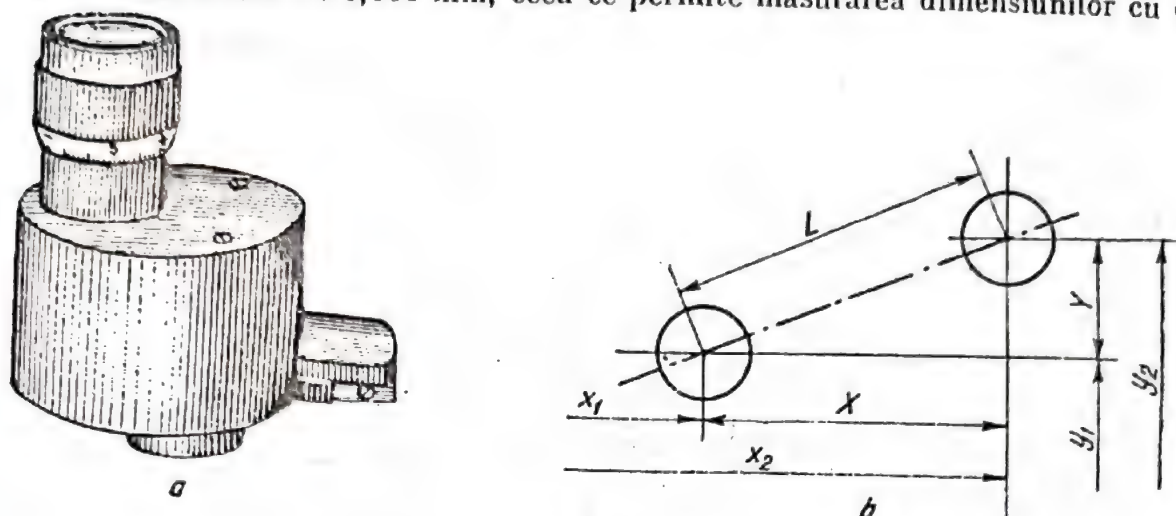


Fig. 5.71. Cap-ocular cu imagine dublă :  
a — vedere generală; b — schema de măsurare.

precizie mai mare; pe sania superioară este montată o placă circulară orizontală (prevăzută cu o scară gradată de  $360^\circ$  și un vernier cu precizia de  $3'$ ), care se poate roti, împreună cu piesa de măsurat, în jurul unui ax central, mărind astfel posibilitățile de măsurare ale aparatului mai ales în cazul unor piese complexe; coloana verticală se poate înclina în planul vertical (spre dreapta și spre stânga) cu un unghi de pînă la  $12^\circ$  în fiecare parte etc.

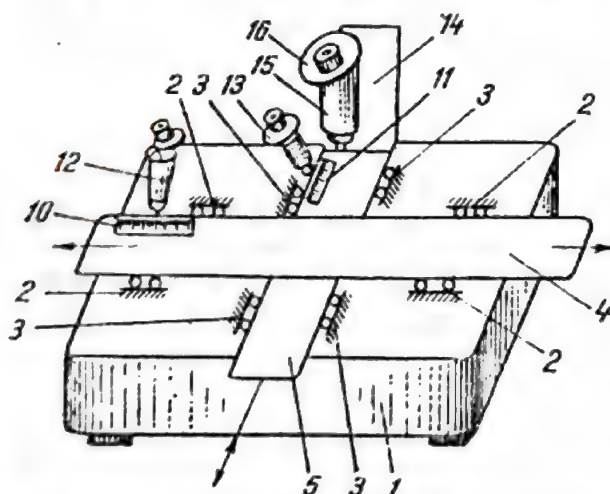


Fig. 5.72. Schema constructivă a microscopului universal.

milimetrică 10; sania transversală 5, care se deplasează pe ghidajele 3 și pe care se găsește scara gradată milimetrică 11 și este montat întregul sistem al microscopului central (suportul cu coloana 14, microscopul central 15 și capul-ocular 16); microscopul cu vernier spiral 12 (montat pe batiul 1)



pentru măsurarea deplasărilor saniei longitudinale 4, respectiv pentru măsurarea dimensiunilor piesei în direcție longitudinală; microscopul cu vernier spiral 13 (montat tot pe batiul 1) pentru măsurarea deplasărilor saniei transversale 5, respectiv pentru măsurarea dimensiunilor piesei în direcție transversală.

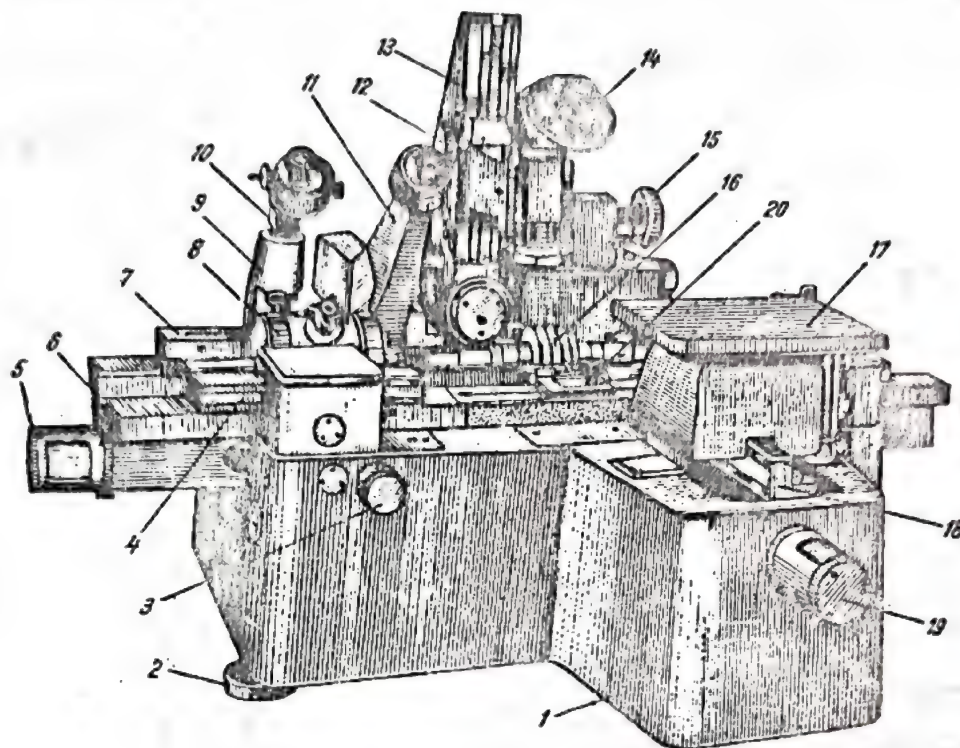


Fig. 5.73. Microscop universal.

În figura 5.73 este prezentată vederea de ansamblu a microscopului universal, în care se disting următoarele părți și mecanisme: batiul 1 care se sprijină pe trei șuruburi 2, șurubul 3 de deblocare și blocare a saniei longitudinale 4 (un asemenea șurub există și pentru sania transversală), mecanismul 5 de avans fin (reglare fină) al saniei longitudinale, ghidajele longitudinale 6, scara gradată milimetrică 7 de pe sania longitudinală, dispozitivul 8 cu vîrfuri de centrare pentru fixarea piesei de măsurat 16, suportul 9, cu microscopul cu vernier spiral 10 pentru măsurări longitudinale, suportul 11 cu microscopul cu vernier spiral pentru măsurări transversale, coloana 13, mecanismul 12 pentru deplasarea pe verticală a brațului cu microscopul central și capul-ocular 14, mecanismul 15 pentru înclinarea suportului 13, măsura mobilă 17 pentru notații și înregistrări, ghidajele transversale 18, mecanismul 19 de avans fin (reglare fină) al saniei transversale, dispozitivele 20 de prindere a cuțitelor speciale (reper 2 — fig. 5.69, d).

Operația de măsurare la microscopul universal se desfășoară ca și la microscopul de atelier, adică: după așezarea și fixarea piesei de măsurat, se face vizarea în ocularul microscopului central, pentru aceasta acționînd, după caz, unul sau amîndouă șuruburile 3 (deplasarea, respectiv reglarea brută a poziției saniei longitudinale cu piesa sau a saniei transversale cu microscopul central) și mecanismele 5 și 19 (deplasarea, respectiv reglarea fină a poziției saniei longitudinale sau a saniei transversale); urmează citirea valorii corespunzătoare fie în ocularul unuia dintre microscopurile cu vernier spiral, fie în ocularul

periferic al microscopului central, se repetă operația pentru a doua vizare și a doua citire, după care, calculind diferența dintre două citiri, se determină valoarea dimensiunii liniare (de exemplu, diametrul unei piese cilindrice, diametrul mediu și pasul filetului etc.) sau unghiulare (de exemplu, unghiul unui calibru, unghiul de profil al filetului etc.).

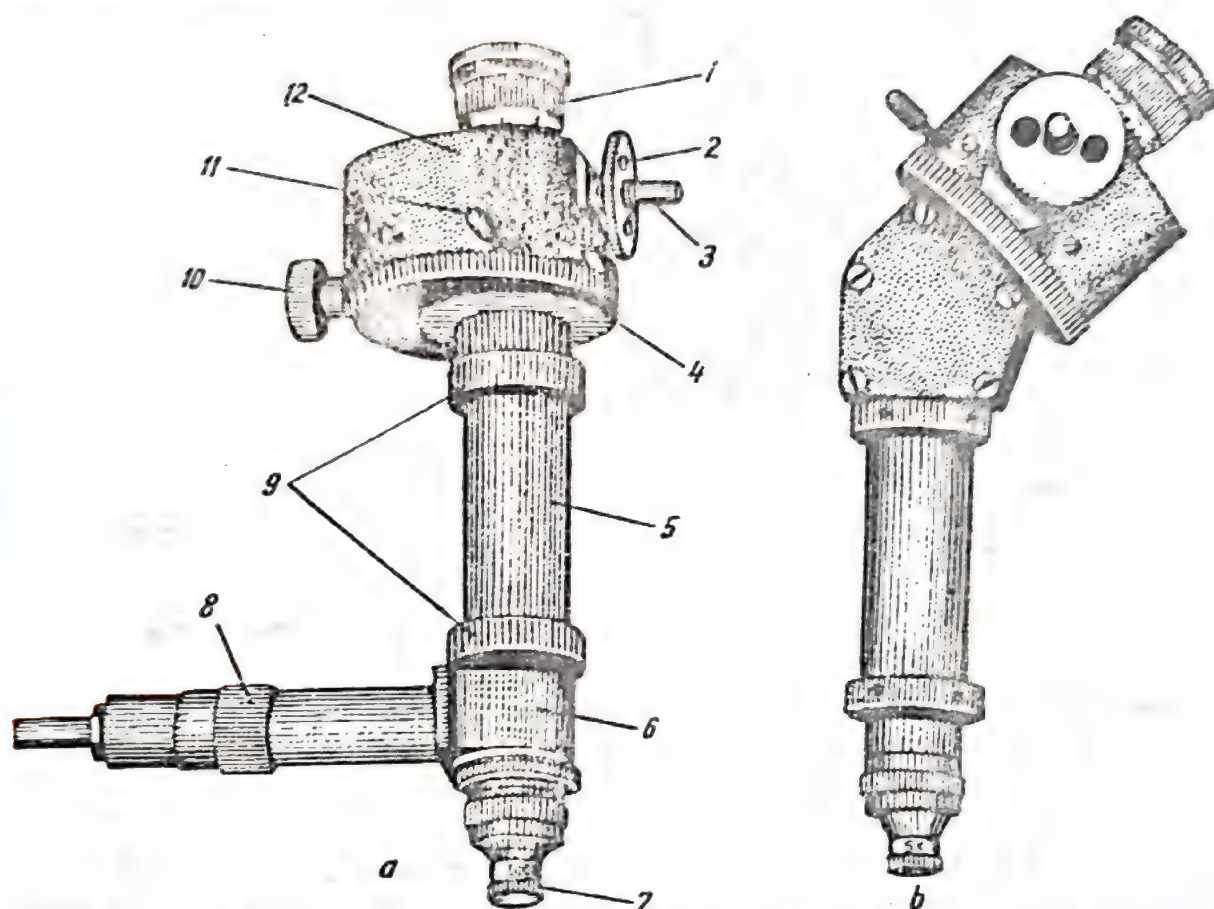


Fig. 5.74. Microscop cu vernier spiral :

a — pentru măsurarea dimensiunilor transversale; b — pentru măsurarea dimensiunilor longitudinale.

Dacă precizia de citire a unghiurilor este cea dată de capul-ocular universal 1, adică de 1, precizia de măsurare a dimensiunilor liniare este de 0,001 mm aceasta fiind asigurată de microscopul cu vernier spiral.

În figurile 5.74, a și b, sînt reprezentate microscopul cu vernier spiral pentru măsurarea deplasărilor (dimensiunilor) în direcția transversală și respectiv microscopul cu vernier spiral pentru măsurarea deplasărilor (dimensiunilor) în direcție longitudinală. Fiecare microscop este constituit din următoarele părți și repere (conform notațiilor din fig. 5.74, a): ocularul 1, roțița randalinată 2 pentru rotirea încetă a discului cu spirala arhimedică și cu scara gradată circulară din capul-ocular 12, axul randalinat 3 pentru rotirea rapidă a aceluiași disc din capul-ocular 12, placa 4 pe care se montează și se ghidează capul-ocular 12, tubul 5 al microscopului, obiectivul 7, piulița 8 de fixare a lămpii sistemului de iluminare, piulițele 9 de reglare a distanței focale în microscop, roțița randalinată 10 pentru deplasarea capului-ocular 12 față de placa 4 (necesară în cazul reglării poziției reperului milimetric 0 astfel ca să



se suprapună peste reperul 0 al scării zecimilor de milimetri — v. fig. 5.75, b), şurubul 11 de blocare a capului-ocular. Bucşa-colier 6 serveşte doar la fixarea temporară a sistemului de iluminare, care este livrat odată cu microscopul.

În figura 5.75, a este prezentată schematic construcţia capului-ocular cu vernier spiral, care este formată din următoarele elemente componente: ocularul propriu-zis 3; placa superioară 7 cu spirala arhimedică dublă 10 şi cu scara gradată circulară 11 cu 100 diviziuni (placa 7 este fixată în montura 5, se spri-

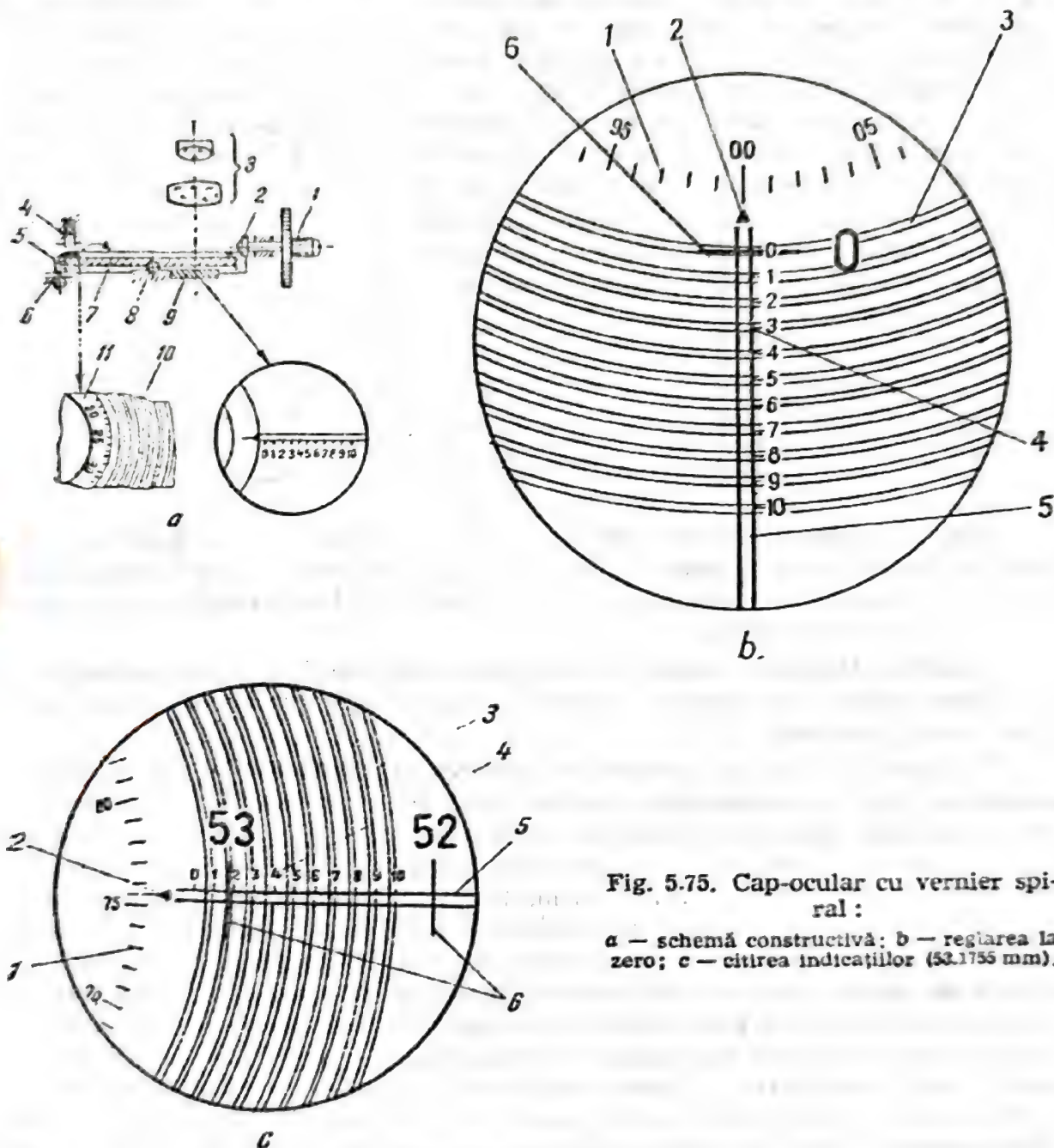


Fig. 5.75. Cap-ocular cu vernier spiral:

a — schemă constructivă; b — reglarea la zero; c — citirea indicațiilor (53.2755 mm).

jină pe reazemul 6 şi se poate roti în jurul axului 8, excentric faţă de ocularul 3); placa fixă 9 cu scara zecimilor de milimetri şi indicele fix; mecanismul 1 (reperle 2 şi 3 din figura 5.74, a) pentru rotirea plăcii 7 prin intermediul pinionului 2.

În cazul măsurării dimensiunilor liniare, la poziţia zero a săniilor longitudinale şi transversale, în ocularul microscopului cu vernier spiral se pot vedea următoarele (fig. 5.75, b): reperul milimetric 6 cu valoarea 0 (zero) este supra-

pus peste reperul 0 al scării zecimilor de milimetru 4 ; în același timp, fiecare spirală dublă 3 cuprinde la mijloc, în zona săgeții formată din liniile 5, cite un reper al scării zecimilor de milimetru, iar în dreptul vârfului săgeții-indice 2 se află reperul cu valoarea 00 al scării circulare 1. În cazul cînd, de exemplu, la măsurarea pasului unui filet de calibru, s-a făcut vizarea pe un flanc al filetului (prin suprapunerea unui fir reticular din microscopul central), în ocularul microscopului cu vernier spiral se vede ceea ce este prezentat, ca exemplu, în figura 5.75, c : reperul milimetric cu valoarea 53 se află între zecimile 1 și 2, iar spirala arhimedică dublă (după ce placa cu această spirală și cu scara gradată circulară a fost rotită) s-a suprapus peste reperul milimetric 53 ; valoarea citită va fi : 53,1755 mm. De reținut că scara zecimilor de milimetru este vernier al scării milimetrice, iar scara gradată circulară cu 100 diviziuni, corespunzătoare pasului de 0,1 mm al spiralei arhimedice, are valoarea diviziunii de 0,001 mm și este vernier al scării zecimilor de milimetru.

Microscoapele pentru măsurarea lungimilor și unghiurilor sînt utilizate, de obicei, în secții de control tehnic, în laboratoare metrologice și în laboratoare de cercetare. Ele pot fi prevăzute și cu proiector, care se montează în locul ocularului microscopului central.

#### 5.2.11. APARATE ȘI MAȘINI OPTICO-MECANICE PENTRU MĂSURĂRI ABSOLUTE

Lungimile mari (pînă la 1 000 mm și mai mult) de precizie înaltă se măsoară, de obicei, prin metoda absolută, cu ajutorul unor aparate și mașini speciale. Dintre acestea, mai cunoscute sînt aparatul Abbe și mașina de măsurat cu microscop și optimetru.

Aparatul Abbe se execută în două variante : vertical — pentru măsurări ale dimensiunilor exterioare și orizontal — pentru măsurări ale dimensiunilor exterioare și interioare.

În figura 5.76, *a* este prezentată vederea generală, iar în figura 5.76, *b* schema de principiu a aparatului vertical Abbe. Piesa de măsurat 2 se așază pe masa 1, a cărei suprafață constituie una din suprafețele de măsurare ale aparatului. Cea de-a doua suprafață de măsurare este materializată prin palpatorul 3, fixat la extremitatea inferioară a dornului 4. Acesta din urmă poartă placa de sticlă 15 cu o scară gradată cu 100 diviziuni de cite 1 mm și se poate deplasa, pe verticală, în brațul-suport 17. Greutatea dornului 4 este compensată în mare măsură de contragreutatea 16. În același braț-suport 17 sînt montate sistemul de iluminare 10 și 14 și microscopul 18 cu cap-ocular cu vernier spiral. Mișcarea dornului 4 pe verticală înseamnă, în același timp, și deplasarea plăcii 15 (cu scara gradată milimetrică) între sistemul de iluminare 14 și microscopul 18. Valoarea absolută a dimensiunilor piesei se citește în ocularul 6, după reglarea poziției spiralei prin acționarea mecanismului 5. Periodic, se verifică valoarea zero a aparatului, respectiv se realizează contactul palpatorului 3 cu masa 1 (dimensiunea zero), după care, dacă este necesar, se desface șurubul 7 (se deblochează ocularul) și, cu ajutorul șurubului 8, se obține suprapunerea reperelor zero de pe scara milimetrică și de pe scara zecimilor de milimetru ; operația se încheie cu stringerea șurubului 7. Șurubul 9 servește la blocarea poziției dornului 4 pentru păstrarea, mai mult timp, a valorii determinate după înde-



părtarea piesei măsurate. Mecanismul 11, format, în principal, dintr-o tijă-opritor, un șurub de fixare și un dop de cauciuc, servește la oprirea palpatorului 3 la o oarecare distanță (mai mică decât dimensiunea pieselor măsurate) de masa 1, pentru a evita șocul și, eventual, spargerea vârfului palpatorului.

Pentru măsurarea lungimilor mai mari de 100 mm (dar numai pînă la 250 mm), corpul cu brațul-suport 17 se poate ridica pe coloana aparatului cu aju-

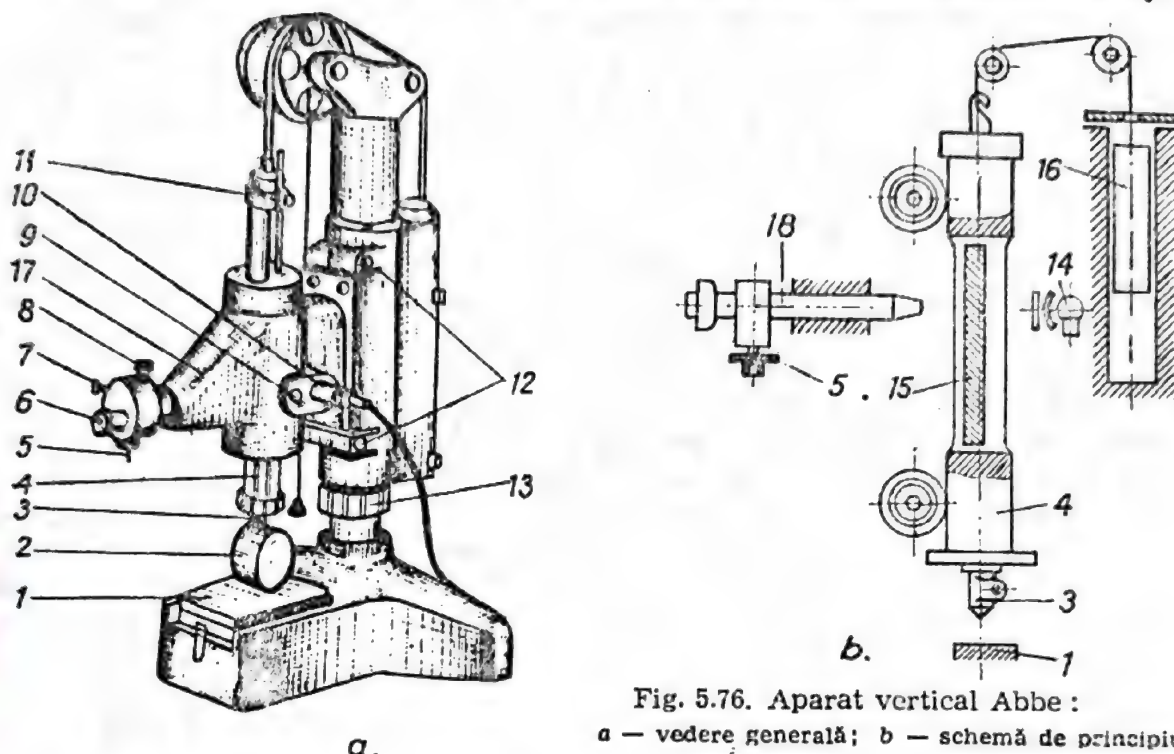


Fig. 5.76. Aparat vertical Abbe :  
a — vedere generală; b — schemă de principiu.

torul piuliței 13, după ce, în prealabil, au fost desfăcute șuruburile 12. În acest caz, este necesară reglarea la zero cu ajutorul unei cale, de obicei, de 100 sau 150 mm. Ca urmare, dimensiunea măsurată va fi egală cu valoarea citită în ocularul 6 plus dimensiunea calei de reglare.

Aparatul Abbe orizontal are o construcție asemănătoare cu a optimetrului orizontal. Piesa se așază și se fixează pe o masă, care are posibilitatea să se deplaseze longitudinal și transversal în planul orizontal, să se rotească în planul orizontal, să se încline în planul vertical longitudinal și să se deplaseze pe verticală. Dimensiunea se citește în ocularul microscopului cu vernier spiral, după ce s-a realizat contactul între suprafața piesei și suprafețele a două palpatoare: unul care este montat la capătul dornului cu scara gradată milimetrică, iar al doilea care aparține unei pinole fixate într-un suport în partea opusă. Pentru măsurarea dimensiunilor interioare, aparatul este prevăzut cu accesorii speciale, care se montează, câte unul, pe dornul cu scara milimetrică și respectiv pe tubul pinolei.

Mașinile de măsurare sînt cele mai precise mijloace pentru măsurarea dimensiunilor mari, cu valori pînă la 5 000 — 6 000 mm și mai mult.

În figura 5.77, a este prezentată schema constructivă a mașinii de măsurare tip IZM cu microscop și optimetru, avînd limitele de măsurare de 0—1 000 mm. Pe ghidajele batiului 1 se află păpușa mobilă 10 cu pinola 11 și păpușa semi-mobilă 8 cu microscopul 6 și optimetrul 7. Odată cu păpușa 10, se deplasează un sistem de iluminare (închis în păpușă) și un sistem optic, din care fac parte,

printre altele, prisma cu reflecție totală 12 și lentila 13. Odată cu deplasarea păpușii 8 (prin acționarea mecanismului 5), are loc și deplasarea sistemului optic cu prisma 3 și lentila 2. Între ghidajele batiului, în direcția longitudinală, sînt fixate plăcuțele de sticlă 9 prevăzute cu cîte un reper dublu și o cifră, care

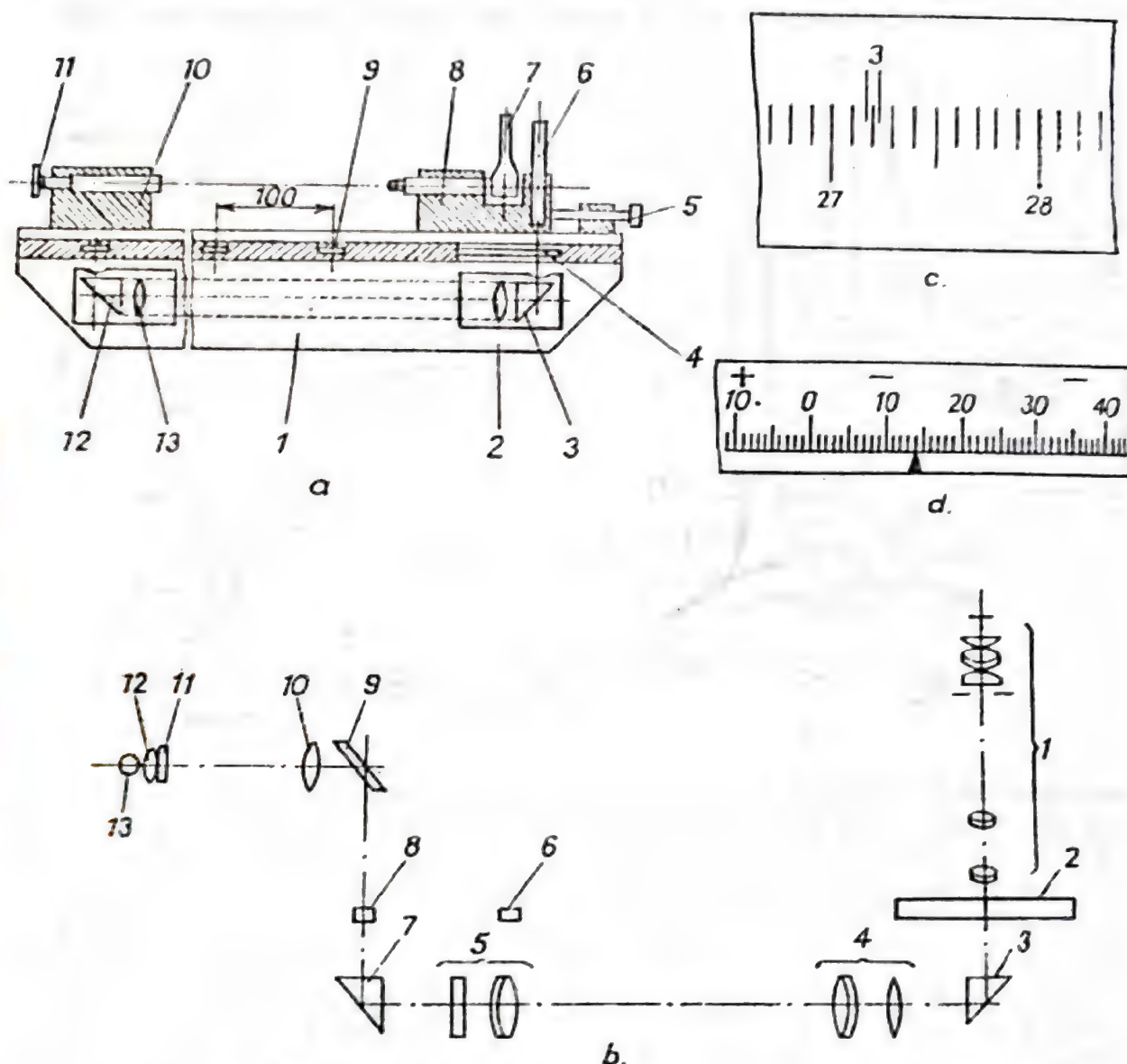


Fig. 5.77. Mașină de măsurare cu microscop și optimetru :

a — schemă constructivă; b — schemă optică; c — citire la microscop; d — citire la optimetru.

reprezintă un anumit număr de sute de mm; distanța dintre reperele duble a două plăcuțe consecutive este de 100 mm. Tot între ghidajele batiului, dar în zona de deplasare a păpușii 8, se află o placă de sticlă cu o scară gradată, a cărei lungime este de 100 mm, dar cu valoarea diviziunii de 0,1 mm. Între reperul dublu cu valoarea zero al primei plăcuțe 9 și reperul zero al scării zecimilor de milimetru (acest reper zero fiind limita din stînga a scării) este o distanță de 100 mm.

Conform schemei din figura 5.77, b, lumina de la sursa 13 trece prin lentila 12, filtrul de lumină 11, lentila 10 și ajunge la oglinda 9, care îi schimbă direcția (toate aceste repere sînt incluse în păpușa 10 din figura 5.77, a). În



continuare, lumina trece prin plăcuța 8 luind imaginea reperului dublu corespunzător, se reflectă în prisma cu reflecție totală 7 și ajunge în obiectivul 5; de aici, lumina se îndreaptă, sub formă de fascicul de raze paralele, spre obiectivul 4, trece prin acesta și prin prisma cu reflecție totală 3; trece, apoi, prin placa 2, luind și imaginea unei porțiuni din scara gradată în zecimi de milimetru și, în ultimă instanță, ajunge în ocularul microscopului 1.

La măsurare, piesa se așază pe masa mașinii și, determinând, în prealabil și cu aproximație, lungimea ei (de exemplu, 327 mm), se aduce și se fixează poziția păpușii 10 în dreptul plăcuței cu reperul dublu având cifra 3 (respectiv 300 mm) și se realizează contactul dintre piesă și palpatorul pinolei 11 (v. figura 5.77, a); se aduce apoi, spre stînga păpușa 8 pînă la realizarea contactului dintre piesă și palpatorul optimetrului 7; privind prin ocularul microscopului 6 și deplasînd ușor, spre dreapta sau spre stînga, păpușa 8, se poate obține suprapunerea imaginii reperului dublu 3 cu imaginea unui reper al scării zecimilor de milimetru (de exemplu, 27,2 — fig. 5.77, c). La valoarea citită astfel în microscop, adică 327,2 mm, se adaugă abaterea (pozitivă sau negativă) citită în ocularul optimetrului, de exemplu, — 0,014 mm (fig. 5.77, d); în acest caz, valoarea absolută a dimensiunii măsurate va fi:  $327,200 - 0,014 = 327,186$  mm.

Pentru reglarea la zero a mașinii, se procedează în felul următor: se aduce păpușa mobilă 10 (v. fig. 5.77, a) deasupra plăcuței cu reperul dublu zero și se realizează contactul prealabil dintre palpatoarele pinolei 11 și respectiv optimetrului 7; cu vizare în microscop și printr-o deplasare ușoară, într-un sens sau altul, a păpușii semimobile 8, se realizează suprapunerea reperului dublu zero cu reperul zero al scării 4 a zecimilor de milimetru; operația se încheie cu reglarea la zero a optimetrului prin deplasarea ușoară, spre dreapta sau spre stînga, a acestuia în păpușa 8, pînă cînd imaginea scării gradate ajunge cu reperul zero în dreptul indicelui fix.

#### 5.2.12. METODE ȘI MIJLOACE PENTRU MĂSURAREA UNGHIIURILOR ȘI CONICITĂȚILOR

Mijloacele pentru măsurarea unghiurilor și conicităților se clasifică astfel:

— măsuri și mijloace cu valoare fixă pentru măsurarea sau verificarea unghiurilor (cale unghiulare, echer, șabloane);

— instrumente și aparate pentru măsurarea directă a unghiurilor prin metode goniometrice (raportoare, nivele, capete divizoare, mese rotative, proiectoare, microscop etc.);

— instrumente și aparate pentru măsurarea indirectă a unghiurilor prin metode trigonometrice, prin care se însoară alte dimensiuni sau parametri, după care se determină, prin calcul, valoarea unghiului care interesează (rigla de sinus, rigla de tangentă, bile, inele și tampoane calibrate, microscop etc.).

**Calele unghiulare** sînt măsuri unghiulare cu valoare fixă, care au formă de plăci prismatice triunghiulare (fig. 5.78, a), cu un singur unghi activ, sau de plăci prismatice dreptunghiulare (fig. 5.78, b), cu toate unghiurile active. Ele se utilizează pentru verificarea echerelor și a șabloanelor, reglarea și verificarea raportoarelor de diferite tipuri, precum și pentru măsurarea sau verificarea unghiurilor de precizie mare la piese obișnuite.

Ca și calele plan-paralele, calele unghiulare au proprietatea de a adera una pe alta, formînd blocuri, al căror unghi este egal cu suma unghiurilor calelor componente. Lungimea suprafețelor de măsurare ale caleilor este, de obicei, de 70 mm. Pentru formarea blocurilor de cale se folosesc diferite accesorii (fig. 5.79), cum ar fi suportul 1 și rigla 4, pe care caleile se fixează cu ajutorul penelor 3 și al șuruburilor 2 (pentru aceasta, calele unghiulare sînt prevăzute cu diferite orificii (v. fig. 5.78).

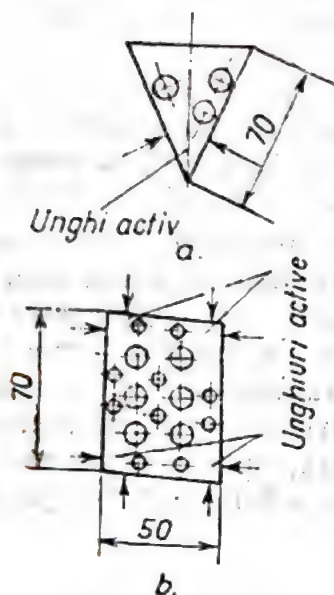


Fig. 5.78. Cale unghiulare.

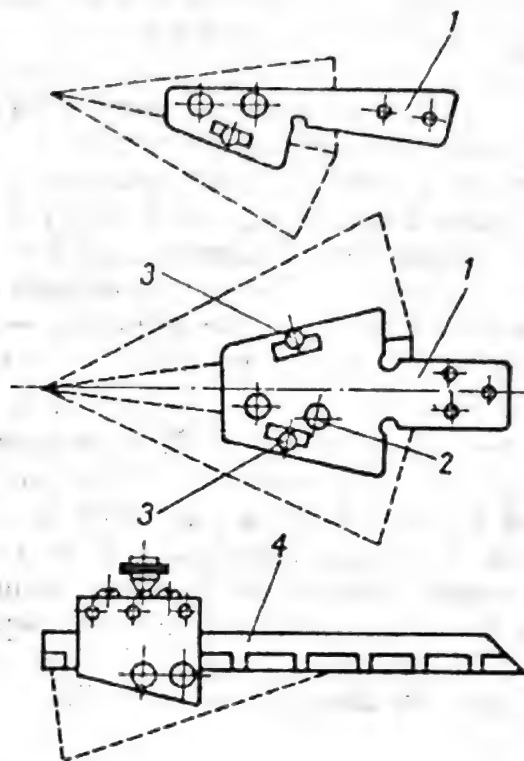


Fig. 5.79. Blocuri de cale unghiulare

Verificarea unghiurilor cu ajutorul caleilor se face fie prin metoda fantei de lumină, fie prin metoda determinării abaterii de la paralelism dintre suprafața piesei și suprafața de măsurare a calei. Și într-un caz și în celălalt, eroarea de măsurare nu depășește 60".

Calele unghiulare se execută în două clase de precizie: clasa 1 cu eroarea tolerată de  $\pm 10''$  și clasa a 2-a, cu eroarea tolerată de  $\pm 20''$ . Rugozitatea suprafețelor de măsurare  $R_a = 0,025 \mu\text{m}$ , iar abaterea de la planitate este de maximum  $0,3 \mu\text{m}$ .

În mod obișnuit, calele se livrează în truse, care conțin 19, 36 sau 94 bucăți, cu diferite valori ale unghiurilor active pînă la  $79^\circ$ ; există și truse numai cu cinci cale triunghiulare de  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $55^\circ$  și  $60^\circ$ .

Echerele sînt mijloace utilizate la măsurarea, verificarea și trasarea unghiurilor exterioare și interioare. În combinație cu comparatoarele sau cu alte aparate de măsurare, echerele pot fi utilizate și pentru controlul paralelismului și perpendicularității unor suprafețe plane precise (de exemplu, a ghidajelor mașinilor-unelte), precum și pentru executarea unor operații de ajustare mai pretențioase. Ele au două unghiuri active (interior și exterior) de  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$



sau 120°. Cel mai des sînt folosite echerlele cu unghiuri active de 90°, care se execută în patru clase de precizie și în patru tipuri constructive : normale simple și cu talpă (fig. 5.80, a) ; profilate (fig. 5.80, b) ; pentru suprafețe plane (fig. 5.80, c) ; cu bază lată (fig. 5.80, d).

Abaterile admisibile de la perpendicularitatea suprafețelor de lucru (active) ale echerelor sînt exprimate în secunde sau în micrometri și sînt date de relația :

$$\Delta p = \pm C_1 \cdot \frac{h}{C_2}, \quad (5.13)$$

în care :  $h$  este cateta verticală a echerului, în mm ;

$C_1$  și  $C_2$  sînt constante, ale căror valori sînt date pentru fiecare clasă de precizie ( $C_1=2, 5, 10$  și respectiv  $20 \mu\text{m}$ , iar  $C_2=10^5, 5 \cdot 10^4, 2 \cdot 10^4$  și respectiv  $10^4$ ).

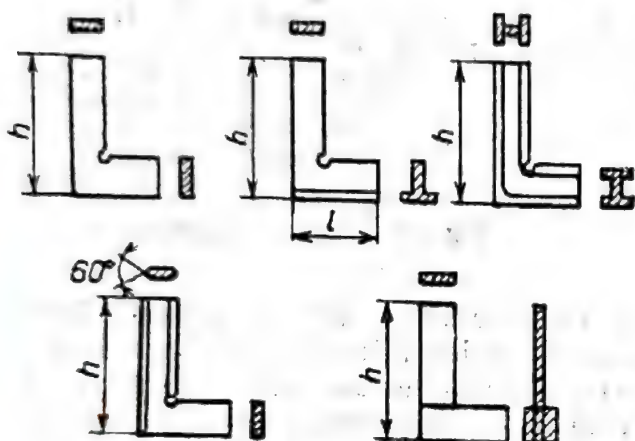


Fig. 5.80. Echerle.

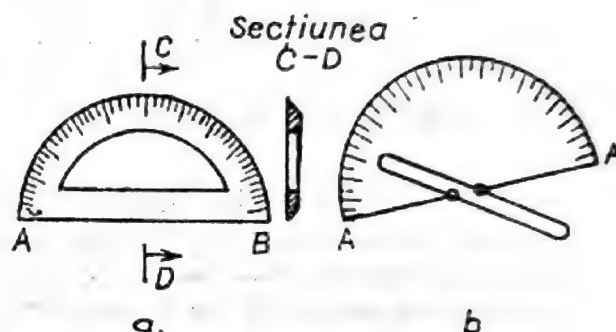


Fig. 5.81. Raportoare mecanice simple.

**Șabloanele unghiulare** de diferite mărimi și cu diferite unghiuri, se folosesc la verificarea unghiurilor plane ale unor piese de diferite tipuri, prin metoda fantei de lumină (cu ochiul liber, se poate aprecia o fantă de 0,01—0,02 mm). Ele se execută, de obicei, din tablă de oțel, cu grosimea între 0,5 și 6 mm (în funcție de mărimea șablonului).

**Raportoarele** sînt mijloace pentru măsurarea unghiurilor în grade sexagesimale (fără sau cu fracțiuni de grad). Ca principiu și soluția constructivă ele pot fi : mecanice simple, mecanice cu vernier, optice etc.

**Raportoarele mecanice simple** pot fi fără riglă (fig. 5.81, a) sau cu riglă (fig. 5.81, b) și au formă de semicerc. La mijlocul muchiei diametrale este marcat centrul  $O$  al cercului, iar la periferia semicercului propriu-zis este trasată o scară gradată cu 180 diviziuni, valoarea unei diviziuni fiind de  $1^\circ$ . Măsurarea se face suprapunînd centrul  $O$  pe vîrfurile unghiului de măsurat și muchia diametrală pe una din laturi și citind valoarea unghiului pe scara gradată în dreptul celeilalte laturi. La raportoarele mecanice simple cu riglă, suprapunerea și citirea se face mai ușor.

**Raportoarele mecanice cu vernier** asigură o precizie de măsurare mai mare (fracțiuni de grad).

Raportorul cu vernier prezentat în figura 5.82 are domeniul de măsurare de la  $0$  la  $180^\circ$  și se compune din : semidiscul 1 cu scara gradată în  $180^\circ$  sexagesimale, rigla 2 solidară cu vernierul 4 și cu care se rotește în jurul articulației

3, cursorul cu rigla 5 și șurubul 6 pentru reglarea fină a vernierului. La măsurare, după asigurarea contactului aproximativ dintre suprafețele piesei și suprafețele de măsurare ale semidiscului 1 și respectiv riglei 5, se face, cu ajutorul șurubului 6, reglarea vernierului (în speță, se asigură un contact între suprafețele menționate); urmează strângerea șuruburilor de blocare 7 și 8 și efectuarea

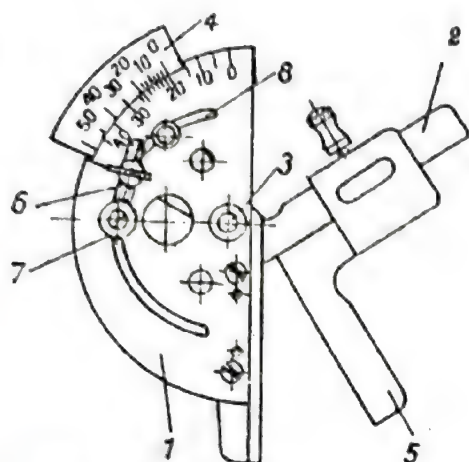


Fig. 5.82. Raportor cu vernier.

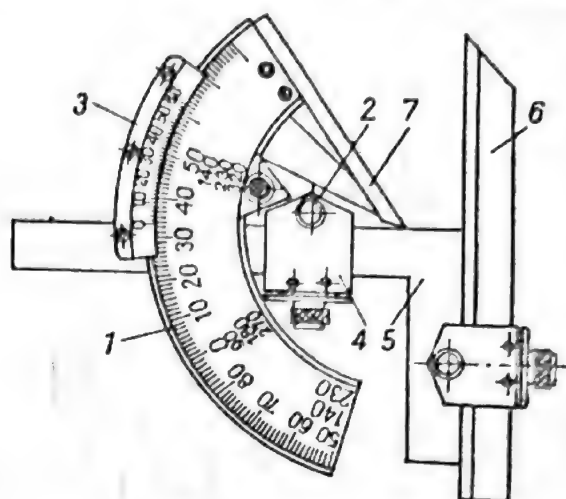


Fig. 5.83. Raportor universal.

citirii valorii unghiului. Unghiurile cu valori până la  $90^\circ$  se măsoară între suprafețele semidiscului 1 și riglei 5, iar cele cu valori între  $90^\circ$  și  $180^\circ$  se măsoară între suprafețele semidiscului 1 și riglei 2. În ultimul caz, cursorul cu rigla 5 este scos de pe rigla 2, iar la valoarea citită pe scara gradată și vernier se adaugă valoarea  $90^\circ$ .

În figura 5.83 este prezentat *raportorul universal* pentru măsurarea unghiurilor exterioare și interioare cu valori până la  $320^\circ$ . Pe sectorul 1, cu scara gradată principală (valoarea diviziunii de  $1^\circ$ ), este fixată frontal rigla 7; pe același sector se poate deplasa placa 2 cu vernierul 3. Cu ajutorul dispozitivului 4, pe placa 2 se fixează echerul 5, iar pe acesta, se poate fixa, cu ajutorul unui dispozitiv asemănător dispozitivului

4, rigla 6. Prin diferite combinații, folosind pe rînd rigla 7, echerul 5 și rigla 6, se pot măsura unghiuri cu valori între  $0$  și  $50^\circ$ , între  $50$  și  $140^\circ$ , între  $140$ — $230^\circ$  și între  $230$  și  $320^\circ$ . Precizia de citire pe vernier este de  $2'$ .

În figura 5.84 este prezentat *raportorul optic tip Zeiss*, care este constituit, în principal, din rigla 1 cu scara gradată, rigla 2 cu vernier și ocu-

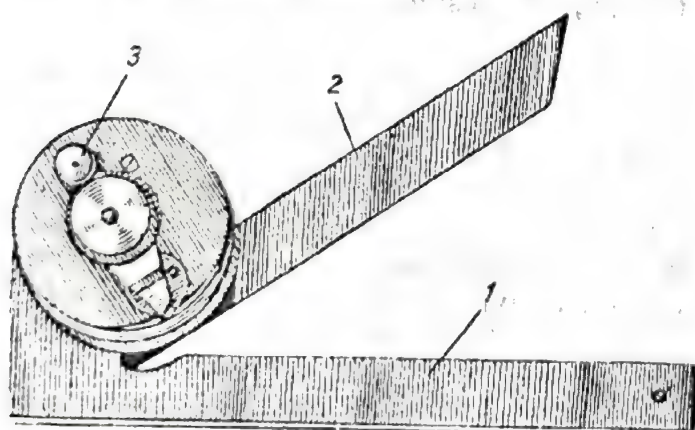


Fig. 5.84. Raportor optic.

larul 3. Acesta din urmă este, de fapt, o lupă cu grosimentul de  $40\times$ . Scara gradată este formată din patru porțiuni de câte  $90^\circ$  fiecare, cu valoarea diviziunii de  $1^\circ$ . Precizia de citire pe vernier este de  $5'$ . Ca urmare, cu ajutorul acestui raportor se pot măsura unghiuri cu valori de la  $0$  la  $360^\circ$ . În figura 5.85 sînt prezentate



citeva exemple de măsurare a unghiurilor cu raportorul optic, iar în figura 5.86 este dat un exemplu de citire ( $88^{\circ}45'$ ). Prin măsurarea unghiurilor obtuze, la valoarea citită prin lupă se adaugă, după caz,  $90^{\circ}$ ,  $180^{\circ}$  sau  $270^{\circ}$ .

Nivelele sînt utilizate pentru determinarea abaterilor de la poziția orizontală a unor piese, mașini și aparate, pentru reglarea în poziție orizontală

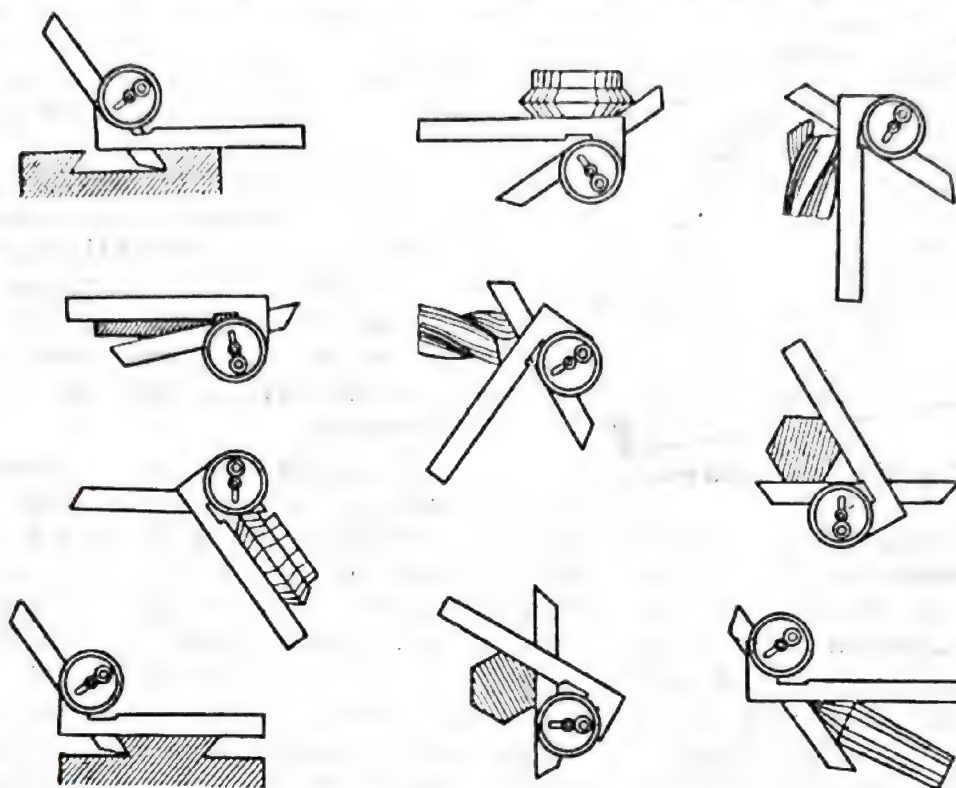


Fig. 5.85. Măsurarea unghiurilor cu raportorul optic.

sau sub un anumit unghi a diferitelor piese și organe de mașini și pentru reglarea poziției mai multor suprafețe la același nivel. Partea componentă principală a nivelelor o constituie un tub de sticlă, umplut cu eter etilic sau alcool (pentru a nu îngheța la temperaturi sub  $0^{\circ}\text{C}$ ) și în care rămîne o bulă mică de aer. Poziția bulei de aer la partea superioară a tubului depinde de poziția acestuia, respectiv de poziția nivelei în care este montat tubul. Pe tub se trasează o scară gradată și, în poziție orizontală, bula de aer se află la mijlocul scării. Dacă bula se deplasează, de o parte sau alta, cu distanța  $l$  (măsurată în diviziuni ale scării gradate), se consideră relația :

$$l = R \cdot \varphi \text{ [mm]} \quad (5.14)$$

în care :  $R$  este raza de curbură a tubului, în mm ;

$\varphi$  — unghiul la centru (egal cu unghiul de înclinare al nivelei) corespunzător deplasării  $l$ , în rad.

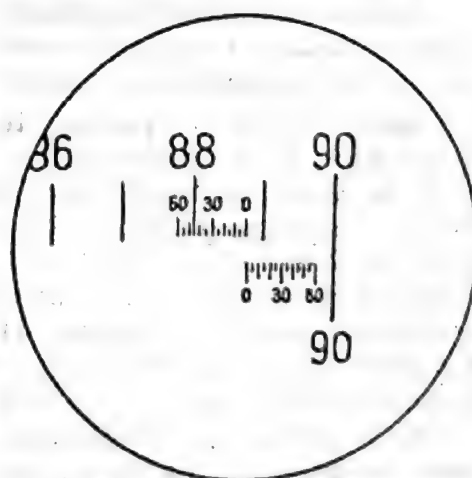


Fig. 5.86. Citire la raportorul optic.

Conform acestei relații, valoarea diviziunii se va lua corespunzătoare unghiului  $\varphi$  la care nivela trebuie să se încline pentru ca bula de aer să se deplaseze cu o diviziune.

În figura 5.87 este prezentată *nivela cu ramă*, constituită din rama-cadru 1, nivela longitudinală 2 și nivela transversală 3. Laturile ramei-cadru sînt executate precis la  $90^\circ$  una față de alta, laturile superioară și inferioară fiind prevăzute cu canale prismatice, pentru ca nivela să poată fi așezată și pe suprafețe cilindrice. Cu ajutorul nivelei cu ramă, se pot verifica pozițiile suprafețelor și pieselor atît în plan orizontal, cît și în plan vertical (în două direcții simultan). Nivela cu ramă se execută cu valoarea diviziunii de la  $4''$  la  $1'$ , ceea ce ar corespunde unor abateri de la  $0,02 \text{ mm/m}$  pînă la respectiv  $0,30 \text{ mm/m}$ .

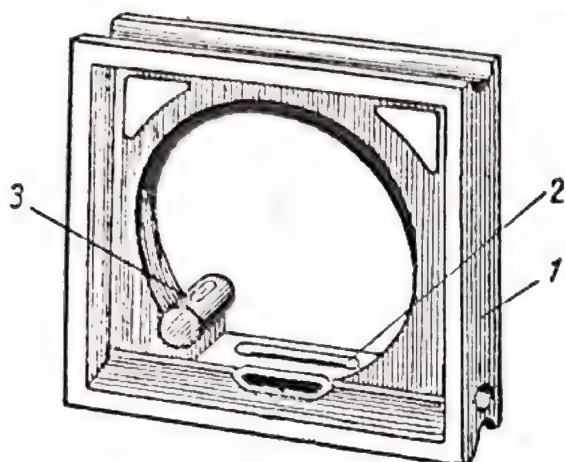


Fig. 5.87. Nivelă cu ramă.

În figura 5.88, *a* este prezentată vederea generală, iar în figura 5.88, *b* schema constructivă a *nivelei optice de coincidență* tip Zeiss, formată din următoarele elemente: tubul 1 cu ampulele 2 și 3, sistemul de prisme 4, lupa 5 de vizare a poziției bulelor de aer din ampulele 2 și 3, scara gradată 6 (cu valoarea diviziunii de  $0,01 \text{ mm/m}$ , respectiv  $\sim 2''$ ) butonul de acționare 7, scara gradată 8 (cu valoarea diviziunii de  $1 \text{ mm/m}$ , respectiv  $\sim 3,4'$ ) și lupa 9.

În poziție perfect orizontală scara gradată 6 (cu 100 diviziuni) se află cu reperul zero în dreptul indicelui fix, iar pe scara gradată 8 (cu diviziuni de la 0 la 20), indicele mobil al pîrghiei 11 se află în dreptul reperului cu valoarea 10.

Prin așezarea pe o suprafață înclinată, bulele de aer din ampulele 2 și 3 se văd (prin lupa 5) decalate, ca în figura 5.89, *a*; rotind, într-un sens sau altul, butonul 7, se acționează, prin șurubul micrometric 10, asupra pîrghiei 11 și, implicit, asupra poziției tubului 1, pînă cînd bulele de aer ajung la coincidență (fig. 5.89, *b*). Valoarea înclinării se citește pe scara gradată 8 și pe scara gradată 6.

Capetele divizoare și mesele rotative se utilizează, mai ales, pentru măsurarea și controlul unghiurilor de rotație sau pentru divizarea suprafețelor în procesul de prelucrare a pieselor.

În figura 5.90 sînt prezentate vederea generală (*a*) și o secțiune (*b*) prin *capul divizor optic*. Prin microscopul 8, prevăzut cu un vernier cu valoarea diviziunii de  $1'$ , se citesc indicațiile de pe scara gradată circulară cu valoarea diviziunii de  $1^\circ$ , trasată pe placa de sticlă 1. Aceasta este fixată pe roata elicoidală 2, care, la rîndul ei, este montată rigid pe axul capului divizor. Scara gradată circulară și vernierul sînt luminate de la o sursă așezată în fața prisme cu reflecție totală 9. Axul principal poate fi rotit manual prin acționarea manuală a manetei 5 și prin intermediul roții elicoidale 2 și al șurubului-melc 4. Acest ansamblu se poate bloca într-o anumită poziție cu ajutorul manetei 6 și al șaibei de strîngere 7. În alezajul conic al axului principal se fixează virful de centrare 3 (împreună cu un dispozitiv de antrenare,) iar un al doilea virf de centrare se fixează într-o păpușă mobilă separată. Piese, ale căror unghiuri



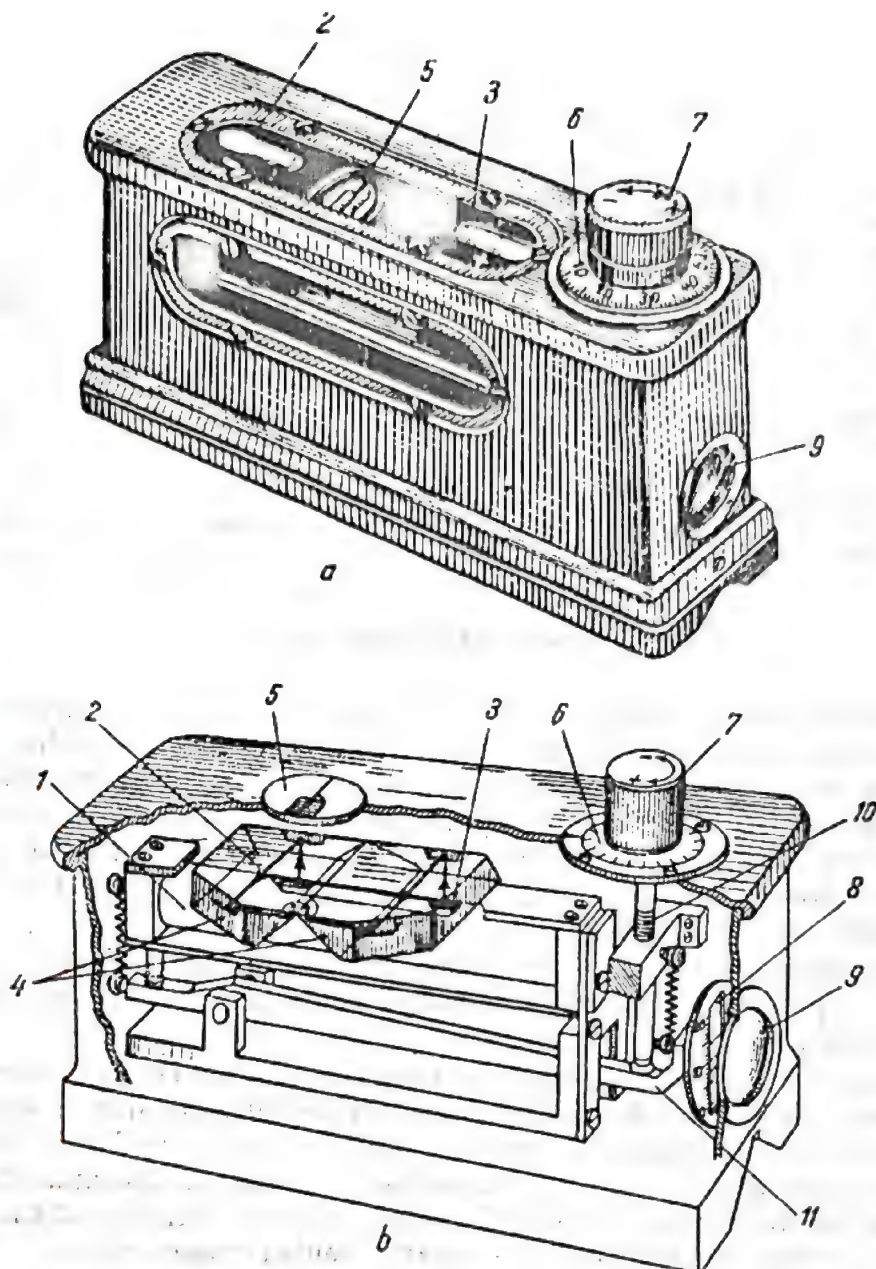


Fig. 5.88. Nivelă optică de coincidență :  
a — vedere generală; b — schemă constructivă.

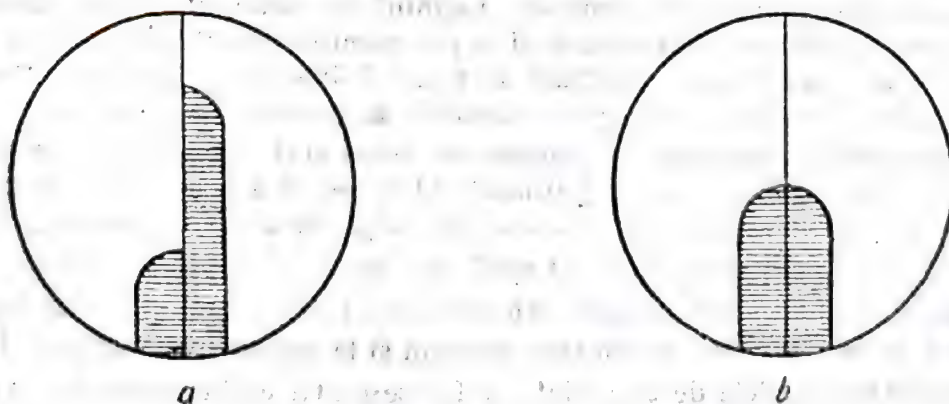


Fig. 5.89. Poziția bulelor de aer la nivela optică de coincidență.

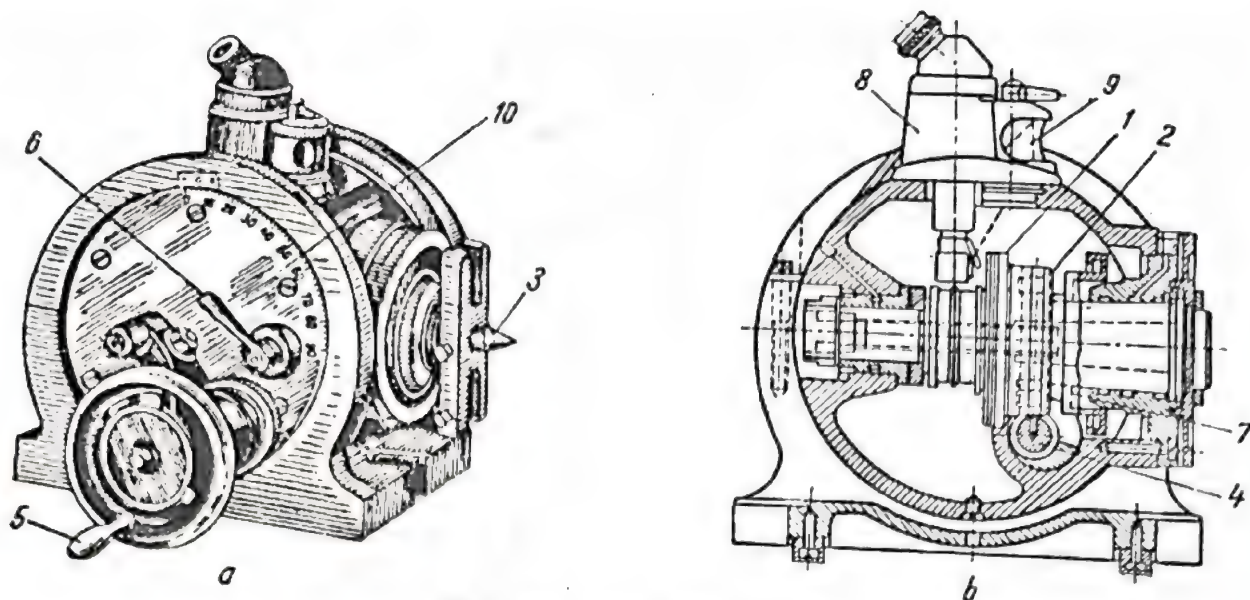


Fig. 5.90. Cap divizor optic.

de rotație se măsoară sau ale căror suprafețe se prelucurează prin divizare și care sînt prevăzute cu găuri de centrare, se fixează între cele două vîrfuri. În exterior, pe suprafața cilindrică a axului principal se află o scară gradată circulară cu 360 diviziuni a  $1^\circ$ , care servește numai la divizări și măsurări de precizie mică. Axul principal, împreună cu microscopul 8, se poate roti în planul vertical cu un unghi de pînă la  $90^\circ$ , măsurat pe scara gradată 10 cu valoarea diviziunii de  $1^\circ$  și cu vernier cu precizia de  $6'$ .

Unele tipuri mai noi de capete divizoare sînt prevăzute și cu vernier spiral, care mărește precizia de citire pînă la  $3''$ , precum și cu sistem de afișare a valorilor unghiului.

În figura 5.91, *a* este prezentat unul din cele mai noi tipuri de mese rotative optice, prevăzute cu o scară gradată exterioră de  $360^\circ$  (valoarea diviziunii de  $1^\circ$ ) pentru măsurări orientative de precizie mică, o scară gradată interioară de  $360^\circ$  cu valoarea diviziunii de  $1^\circ$ , un vernier cu valoarea diviziunii de  $1'$  și un vernier cu valoarea diviziunii de  $1''$ . Valoarea unghiului de rotație măsurat apare pe un ecran, în trei ferestre, separat pentru grade, minute și respectiv secunde (fig. 5.91, *b*).

**Riglele de sinus** (fig. 5.92) sînt instrumente de construcție specială, cu ajutorul cărora se măsoară, indirect, unghiul de conicitate  $2\alpha$  al suprafețelor tronconice (exterioare și interioare) și se pot efectua diferite alte operații de control. Ele sînt constituite din măsuța 1, rolele 2 fixate cu ajutorul șuruburilor 5, placa frontală de reazem 4 și placa laterală de reazem 3.

Principalele dimensiuni ale riglelor de sinus sînt: distanța  $L$  dintre axele rolelor (care este de 100 sau de 200 mm) și lățimea  $B$  a măsuței 1. În funcție de această lățime, riglele sinus se clasifică în: *rigle de sinus înguste* (fig. 5.92, *a*), la care  $B=25$  sau 50 mm ( $L$  fiind egal, de obicei, cu 100 mm) și *rigle de sinus late* (fig. 5.92, *b*), la care  $B=100$  sau 200 mm. Dacă riglele de sinus înguste se utilizează ca instrumente de control, precum și la operații ca trasarea și ajustarea suprafețelor, riglele de sinus late se folosesc atît ca instrumente de control, cît și ca platouri de control sau ca plăci de bază în compunerea unor dispozitive.



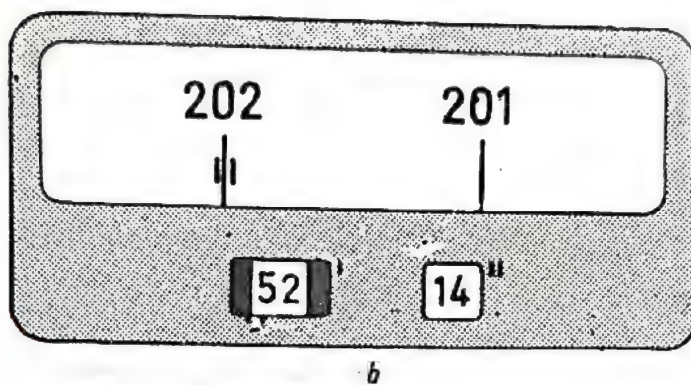
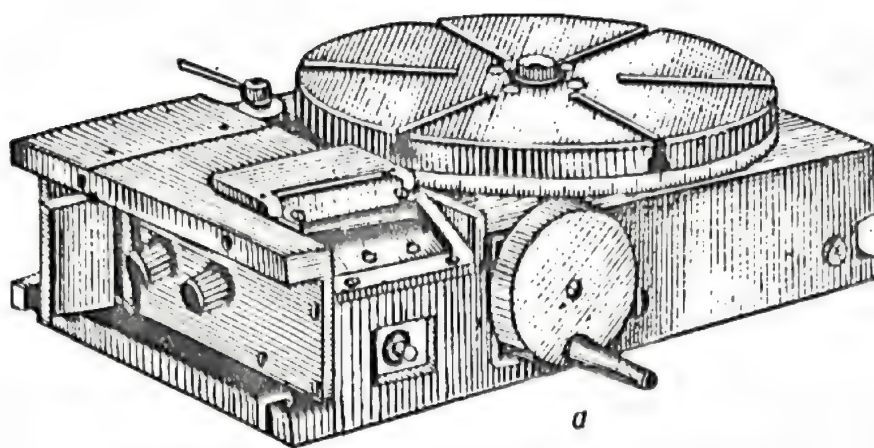


Fig. 5.91. Masă rotativă optică.

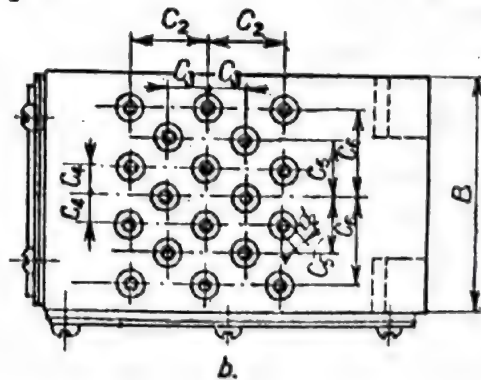
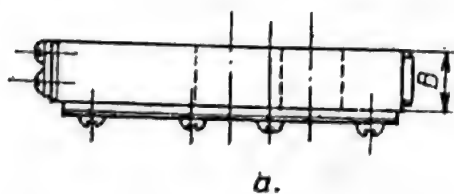
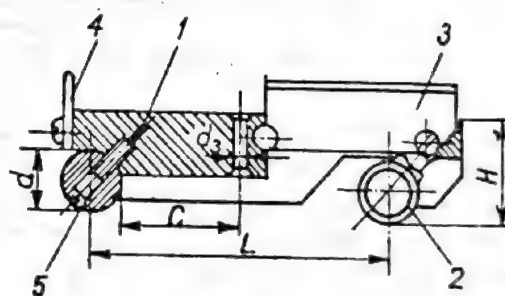
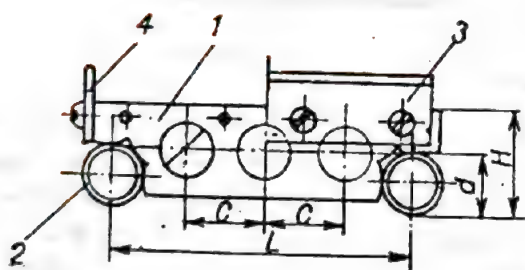


Fig. 5.92. Rîgle sinus :  
a — îngustă; b — lată,

În figura 5.93, *a* este prezentată ca exemplu, măsurarea unghiului de conicitate al unui tampon conic. Rigla de sinus este așezată pe un platou de control, iar pe riglă este așezat tamponul. În această poziție inițială, generatoarea superioară a tamponului este înclinată, față de suprafața riglei și respectiv suprafața platoului, cu unghiul de conicitate  $2\alpha$ . Pentru a se ajunge în

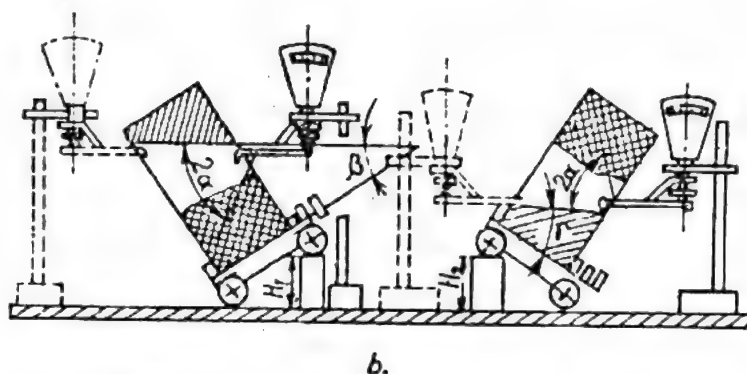
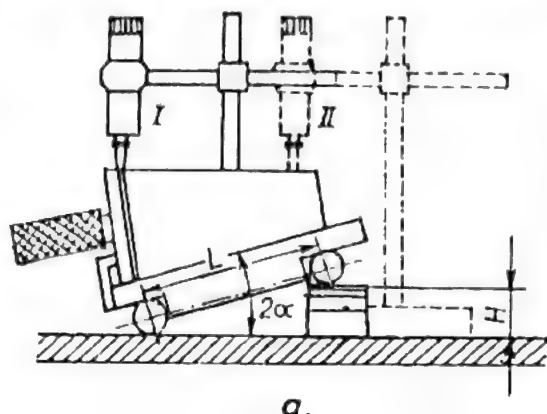


Fig. 5.93. Măsurarea unghiului de conicitate cu ajutorul riglei sinus :

*a* — la suprafețele conice exterioare; *b* — la suprafețele conice interioare.

poziția de măsurare, rigla de sinus se înclină, punând un bloc de cale plan-paralele sub rola dinspre diametrul mic al tamponului, pînă cînd generatoarea superioară ajunge în poziția orizontală (paralelă cu suprafața platoului); această poziție se constată cu ajutorul unui comparator, în două secțiuni situate la o anumită distanță (poz. *I* și *II* în fig. 5.93). Relația de calcul al unghiului  $2\alpha$  este :

$$\sin 2\alpha = \frac{H}{L},$$

de unde :

$$2\alpha = \arcsin \frac{H}{L} \quad \text{și} \quad \alpha = \frac{\arcsin \frac{H}{L}}{2}, \quad (5.15)$$

în care :  $2\alpha$  este unghiul de conicitate al tamponului, respectiv unghiul dintre două generatoare diametral opuse ;

$\alpha$  — unghiul de înclinație, respectiv unghiul dintre o generatoare și axa tamponului ;

$H$  — dimensiunea blocului de cale plan-paralele, în mm ;

$L$  — distanța dintre axele celor două role ale riglei, în mm.



În figura 5.93, *b* este prezentată măsurarea unghiului de înclinație  $\alpha$  al suprafeței conice interioare a unui calibru-inel. Se măsoară întâi unghiurile  $\beta$  și  $\gamma$ , adică unghiurile de înclinație ale celor două generatoare, folosind ca bază de măsurare suprafața exterioară a piesei :

$$\beta = \arcsin \frac{H_1}{L} \quad \text{și} \quad \gamma = \arcsin \frac{H_2}{L},$$

de unde :

$$\alpha = \frac{\beta + \gamma}{2}. \quad (5.16)$$

Rigla de tangentă (fig. 5.94) este, de fapt, un ansamblu format din placa 1, rolele 2 și 3 cu diametre diferite ( $d$  și respectiv  $D$ ) și platoul de control 5. Pentru măsurarea unghiului  $\alpha$ , piesa se așază pe rolele 2 și 3, iar acestea stau pe platoul 5. Rolele 2 și 3 se vor afla, una față de alta, la distanța  $H$  (determinată prin blocul de cale plan-paralele 4), astfel încât placa 1 cu piesa de măsurat să capete înclinarea necesară (generatoarea superioară să fie paralelă cu suprafața platoului 5). Valoarea unghiului  $\alpha$  se determină cu relația :

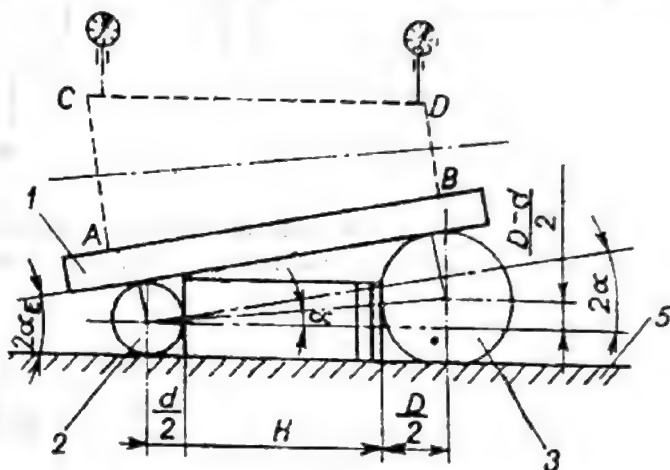


Fig. 5.94. Riglă de tangentă.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D-d}{2 \left( H + \frac{D}{2} + \frac{d}{2} \right)} = \frac{D-d}{2H+D+d} \quad (5.17)$$

de unde :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{D-d}{2H+D+d}. \quad (5.18)$$

Măsurarea unghiului de înclinație  $\alpha$  cu ajutorul inelelor calibrate pentru suprafețe exterioare (fig. 5.95, *a*) sau cu ajutorul tampoanelor (discurilor) calibrate pentru suprafețe interioare (fig. 5.95, *b*) constă în determinarea distanței  $l$  între două secțiuni cu diametrele date  $D$  și  $d$  și în aplicarea relației :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{D-d}{2l}. \quad (5.19)$$

Măsurarea unghiului de înclinație  $\alpha$  al suprafețelor conice exterioare cu ajutorul rolelor (fig. 5.96, *a*) se efectuează în felul următor : piesa se așază pe un platou de control și, folosind două role calibrate și două cale plan-paralele de aceeași lungime nominală, se măsoară dimensiunile  $A_1$  și  $A_2$  ; relația de calcul este asemănătoare cu (5.19), respectiv :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{A_2 - A_1}{2l}, \quad (5.20)$$

$l$  fiind lungimea nominală a calelor utilizate, în mm.

În cazul suprafețelor conice interioare se folosesc două bile calibrate cu diametre diferite și cunoscute (fig. 5.96, b). În alezaj se introduce, pe rînd, fiecare bilă și, cu ajutorul unui micrometru de adîncime, se măsoară dimensiunile  $H$  și  $h$ . Relația de calcul este :

$$\alpha = \arcsin \frac{D-d}{2l} = \arcsin \frac{D-d}{2 \left( H-h - \frac{D-d}{2} \right)} . \quad (5.21)$$

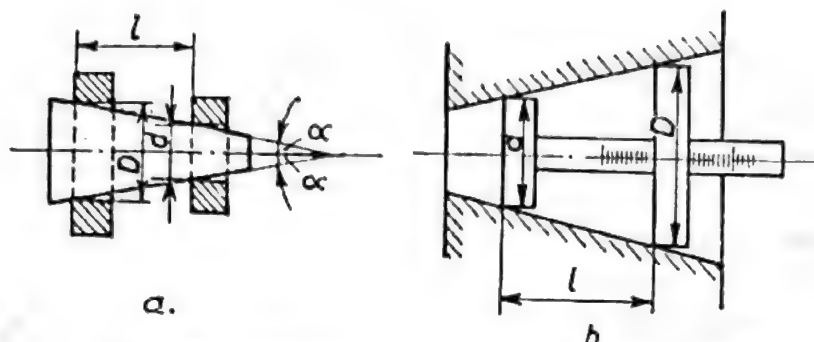


Fig. 5.95. Măsurarea unghiului de înclinație :  
a — cu ajutorul inelelor calibrate; b — cu ajutorul tampoanelor calibrate.

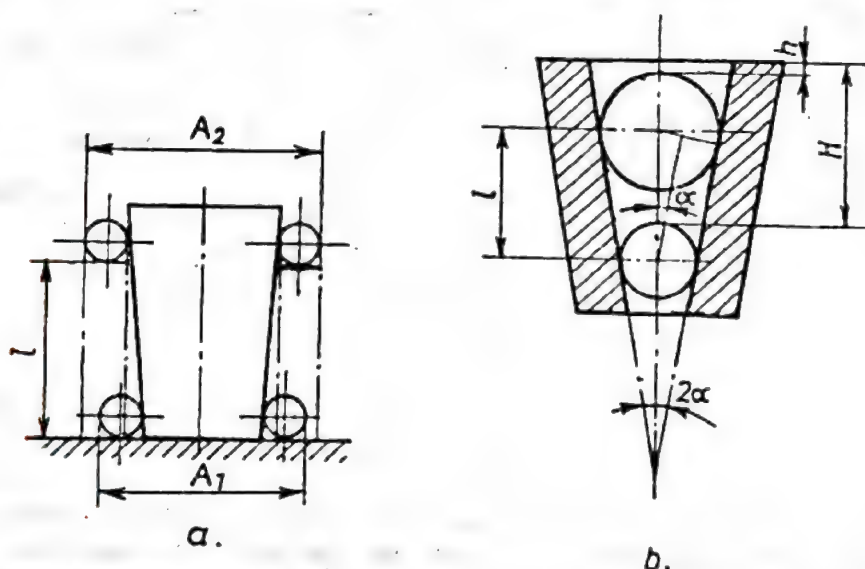


Fig. 5.96. Măsurarea unghiului de înclinație :  
a — cu ajutorul rolerilor calibrate; b — cu ajutorul bilelor calibrate.

Pentru situația cînd bila mare nu intră complet în alezajul conic, dimensiunea  $h$  este negativă și relația (5.21) se schimbă corespunzător :

$$\alpha = \arcsin \frac{D-d}{2 \left( H+h - \frac{D-d}{2} \right)} . \quad (5.22)$$

În condiții de laborator, unghiurile și conicitățile se pot măsura, prin metode goniometrice (directe) sau prin metode trigonometrice (indirecte), cu ajutorul proiectoarelor de profile (v. § 5.2.9) și, mai ales, al microscopelor (v. § 5.2.10).



### 5.2.13. METODE ȘI MIJLOACE PENTRU CONTROLUL ABATERILOR DE LA FORMA GEOMETRICĂ DATĂ

Avînd o mare influență asupra comportării pieselor în funcționare, abaterile de la forma geometrică dată sînt supuse măsurării și controlului cu o atenție la fel de mare (uneori, chiar mai mare) ca cea acordată măsurării dimensiunilor. Cel mai des se controlează abaterile de la circularitate (ovalitatea și poligonalitatea), de la cilindricitate (conicitatea etc.), de la rectilitate și de la

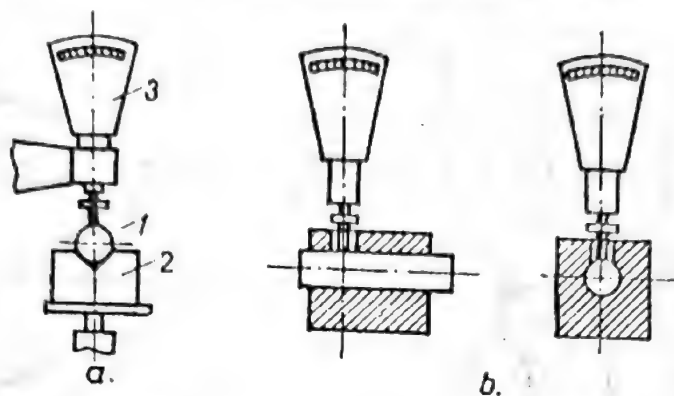


Fig. 5.97. Măsurarea ovalității și a poligonalității.

planitate. Se pot folosi mijloace de măsurare prin metode absolute (aparatură tip Abbe, microscopul mare de atelier și microscopul universal, rigla și platouri de control etc.), precum și mijloace de măsurare prin metode relative (diferite tipuri de comparatoare).

*Ovalitatea* se determină fie prin măsurarea diametrului efectiv (în valoare absolută) în diferite direcții diametrale în aceeași secțiune a piesei și calcularea diferenței dintre valorile cea mai mare și, respectiv, cea mai mică obținute, fie (mai frecvent) prin rotirea piesei cu cel puțin  $180^\circ$  sub palpatorul unui comparator și calcularea diferenței dintre indicațiile limită de pe scara gradată. Și într-un caz, și în celălalt, ovalitatea este egală cu de două ori abaterea de la circularitate. Pentru eliminarea influenței încovoierii piesei, se recomandă ca porțiunea desuprațată pe care se sprijină piesa în timpul măsurării să fie cât mai mică.

În figura 5.97, *a* este prezentată schema de măsurare a ovalității și poligonalității. Piesa de măsurat 1, așezată pe prisma îngustă 2 (cu unghiul de  $90^\circ$ ), se rotește sub palpatorul comparatorului 3. Aceeași schemă, dar cu așezarea piesei într-un inel (fig. 5.97, *b*), care materializează, oarecum, cercul adiacent, se poate utiliza pentru determinarea poligonalității.

Măsurarea ovalității și poligonalității poate fi mai rapidă și mai productivă folosind traductoare, conform schemei din figura 5.98. Piesa de controlat se rotește pe prisma îngustă 1 și sub palpatorul traductorului cu contacte electrice 2. Traductorul este fixat în brațul 3, care, la rîndul lui, este fixat de suport prin arcurile plane 4 și, în același timp, se sprijină pe piesă prin știftul 5. Cama 6 și pîrghia 7 servesc la ridicarea traductorului în timpul așezării sau scoaterii piesei de pe prismă.

Principal, abaterea de la circularitate, indiferent de forma prin care se materializează, se măsoară conform schemei din figura 5.99: piesa 1 se stringe ușor în inelul calibrat 2, care materializează cercul adiacent; valoarea abaterii

este egală cu diferența maximă dintre indicațiile comparatorului 3, după o rotație completă a inelului (împreună cu comparatorul) față de piesă sau invers.

**Încovoierea** (curbura) axei suprafeței cilindrice, care este considerată ca abatere de la cilindricitate, se poate determina prin măsurarea, de exemplu, cu ajutorul optimetrului, a săgeții maxime la rotirea sub palpator. Diferența dintre indicațiile limită ale aparatului, corespunzătoare pozițiilor piesei din

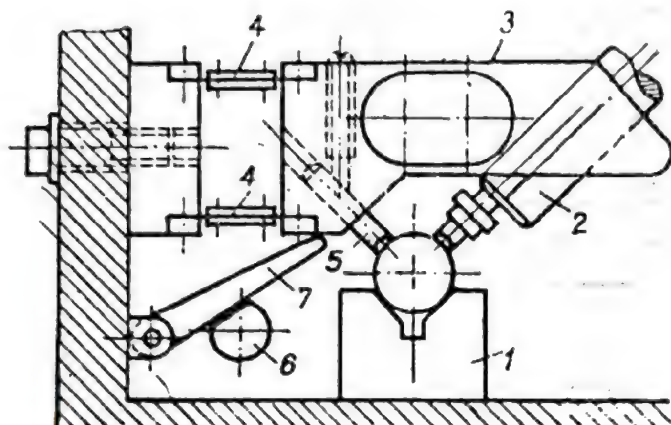


Fig. 5.98. Instalatie cu traductor cu contacte electrice pentru măsurarea ovalității și a poligonalității.

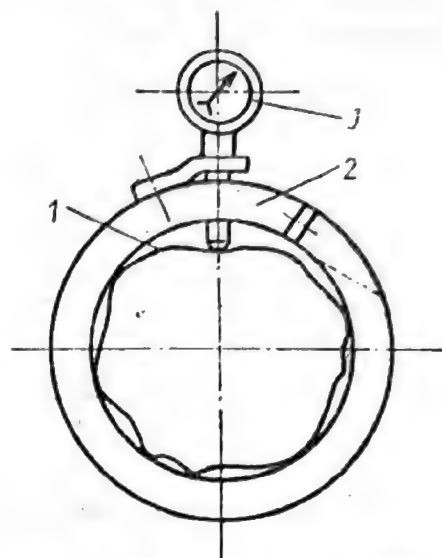


Fig. 5.99. Scheme de măsurare a abaterii de la circularitate.

figurile 5.100, *a* și 5.100, *b*, constituie un fel de bătaie radială, de două ori mai mare decât încovoierea. Curbura axei se poate măsura și cu ajutorul calelor plan-paralele, așa cum se vede în figura 5.101.

Celelalte abateri de la cilindricitate, materializate prin *forma conică*, *forma buloi* și *forma șa* (sau mosor), se determină prin măsurarea diametrului în trei sau mai multe secțiuni, în funcție de lungimea suprafeței cilindrice respec-

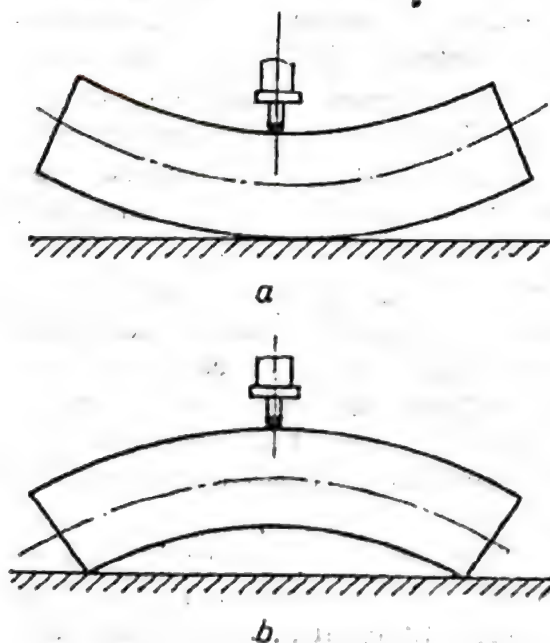


Fig. 5.100. Determinarea curburii axei cu ajutorul optimetrului.

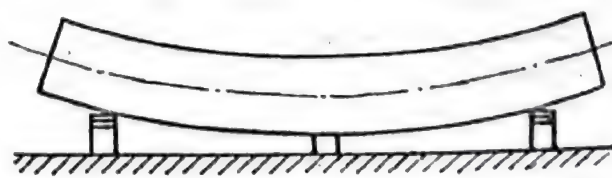


Fig. 5.101. Determinarea curburii axei cu ajutorul calelor plan-paralele.






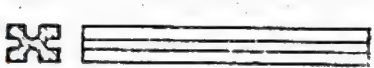
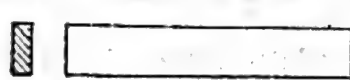

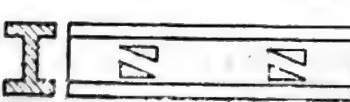
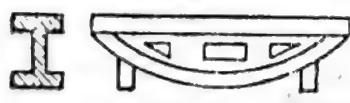
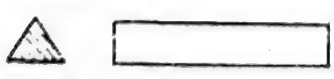

tive. În acest caz, ca mijloace de măsurare se pot folosi : micrometrul, potcoava cu pîrghie sau micrometrul cu pîrghie, ortotestul, comparatorul cu roți dințate, microcomparatorul, optimetrul etc.

Rectilinitatea și planitatea suprafețelor, care constituie, de multe ori, condiții hotărîtoare pentru buna funcționare a pieselor, trebuie să fie supuse unui control riguros.

Mai frecvent, rectilinitatea suprafețelor se controlează cu ajutorul *riglelor* (tabelul 5.9), care se clasifică în rigle de precizie și rigla de verificare. *Riglele de precizie* (tabelul 5.9, poz. 1—4) se execută cu precizie înaltă și se utilizează la controlul rectilinității prin metoda fantei de lumină. *Riglele de verificare* (tabelul 5.9, poz. 5—8), cu suprafața activă lată, se folosesc pentru controlul rectilinității

Rigle de precizie și rigle de verificare

Tabelul 5.9

Tipurile de rigle	Dimensiunile riglelor
	75 ; 125 ; 175 ; 225 ; 300 ; (400) ; (500)
	
	
	
	500 ; 750 ; 1 000 ; 1 500 ; 2 000
	500 ; 750 ; 1 000 ; 1 500 ; 2 000 ; 2 500 ; 3 000 ; 4 000 ; 5 000 ; 6 000
	500 ; 750 ; 1 000 ; 1 500 ; 2 000 ;
	500 × 40 ; 750 × 45 ; 1 000 × 50 ; 1 500 × 60 ; 2 000 × 70 ; 2 500 × 80 ; 3 000 × 90 ; 4 000 × 110
  $\alpha = 45^\circ ; 55^\circ ; 60^\circ$	250 ; 500 ; 750 ; 1 000



și planității prin metoda fantei de lumină sau prin metoda petelor de vopsea. *Riglele unghiulare* (tabelul 5.9, poz. 9—10) sînt utilizate pentru controlul rectilinității și planității suprafețelor care formează între ele un unghi diedru ascuțit (de exemplu, ghidajele în formă de coadă de rîndunică).

În multe cazuri, controlul rectilinității și planității se execută cu ajutorul *platourilor de verificare* sau al *platourilor de trasare* (fig. 5.102), prin metoda fantei de lumină sau prin metoda petelor de vopsea (în funcție de lățimea suprafeței controlate).

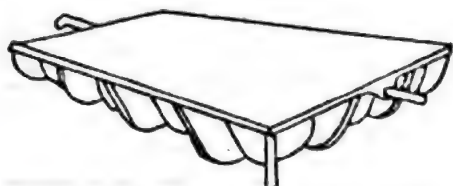


Fig. 5.102. Platu de verificare (control).

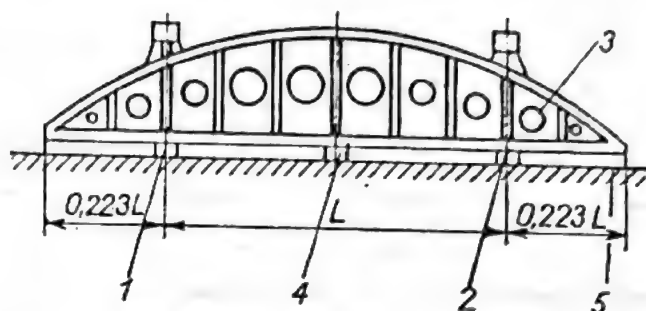


Fig. 5.103. Verificarea rectilinității și planității pieselor mari și grele.

Rectilinitatea și planitatea suprafețelor pieselor mari și grele se pot controla cu ajutorul platourilor sau riglelor și al calelor plan-paralele. Pe suprafața 5 a piesei de controlat (fig. 5.103), se așază calele 1 și 2 cu lungimi nominale egale; pe aceste cale se așază rigla 3, de construcție specială. Distanța dintre suprafața inferioară a riglei 3 și suprafața piesei 5, în zona dintre calele 1 și 2 se determină (în diferite puncte) cu ajutorul calei 4 (sau al unui bloc de cale). Abaterea de la rectilinitate sau planitate este egală cu diferența maximă dintre lungimea calei 4 și lungimea calelor 1 și 2.

Abaterile de la forma dată a profilului și de la forma dată a suprafeței se pot verifica sau controla atît cu ajutorul unor mijloace universale, cum ar fi: proiectorul de profile, microscopul de atelier, microscopul universal ș.a., cît și cu ajutorul unor dispozitive sau mijloace mai mult sau mai puțin specializate: șabloane, profilografe, dispozitive pentru controlul suprafețelor sferice, evolvmentre etc.

#### 5.2.14. METODE ȘI MIJLOACE PENTRU CONTROLUL ABATERILOR DE LA POZIȚIA RECIPROCĂ A SUPRAFEȚELOR

Abaterile de la poziția reciprocă a suprafețelor pot fi determinate cu ajutorul unor instrumente și aparate de control universale, al unor dispozitive de control sau al unor mijloace cu un anumit grad de specializare.

În figura 5.104 este prezentat un *dispozitiv de măsurare a abaterilor de la concentricitatea treptelor A, B și C ale unui arbore față de suprafața cilindrică D*. În timpul măsurării, piesa este așezată și se rotește pe rolele 3. Diferențele dintre indicațiile limită ale celor trei comparatoare, fixate pe placa rabatabilă 2, dau tocmai valorile bății radiale la fiecare treaptă, abaterea de la concentricitate (neconcentricitatea, respectiv excentricitatea) fiind egală cu jumătate din băția radială. Pentru ca piesa să poată fi așezată sau îndepărtată din dispozitiv, placa 2 se rabate cu ajutorul minierului 1.



În figura 5.105 este prezentată o schemă simplă de verificare a abaterii de la perpendicularitate a axelor alezajelor față de suprafața frontală la piesele mari și grele. Dispozitivul, de tip portabil, este constituit dintr-un dorn cilindric sau, mai bine, conic, prevăzut cu flanșa 1. Dornul se introduce în alezaj

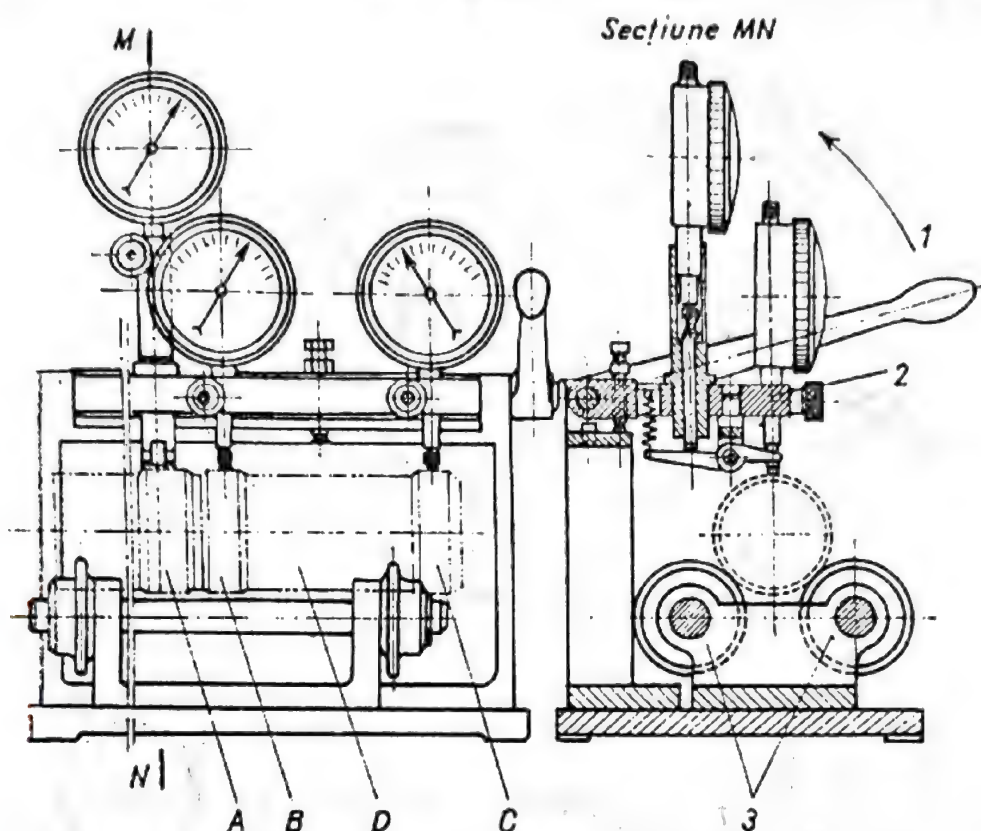
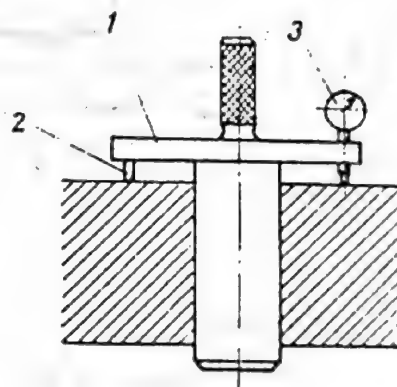


Fig. 5.104. Dispozitiv de măsurare a abaterilor de la concentricitate.

Fig. 5.105. Schema de măsurare a abaterii de la perpendicularitate.



pînă cînd limitatorul 2 face contact cu suprafața frontală a piesei. Abaterea de la perpendicularitate se citește pe scara gradată a comparatorului 3, prin rotirea dornului cu aproape  $360^\circ$ .

În figura 5.106 este prezentată schema de măsurare a neparalelismului axelor alezajelor unor piese mari cu ajutorul dornurilor și al nivelelor. Nivela se așază pe cele două dornuri pe rînd (fig. 5.106, a) sau în același timp (fig. 106, b), întîi de o parte, apoi de cealaltă parte a alezajelor. Ca abatere este considerată diferența indicațiilor nivelei în ambele poziții. Dacă cele două

alezaje sînt situate în planul vertical neparalelismul și înclinarea axelor se poate măsura cu ajutorul echerelor și al nivelei (fig. 5.106, c).

În figura 5.107 este prezentat un *dispozitiv pentru controlul paralelismului în spațiu* al suprafețelor ghidajelor la mașinile-unelte. Dispozitivul este constituit din corpul 1 cu reazimele 2 și, eventual 3 și, în timpul controlului, se depla-

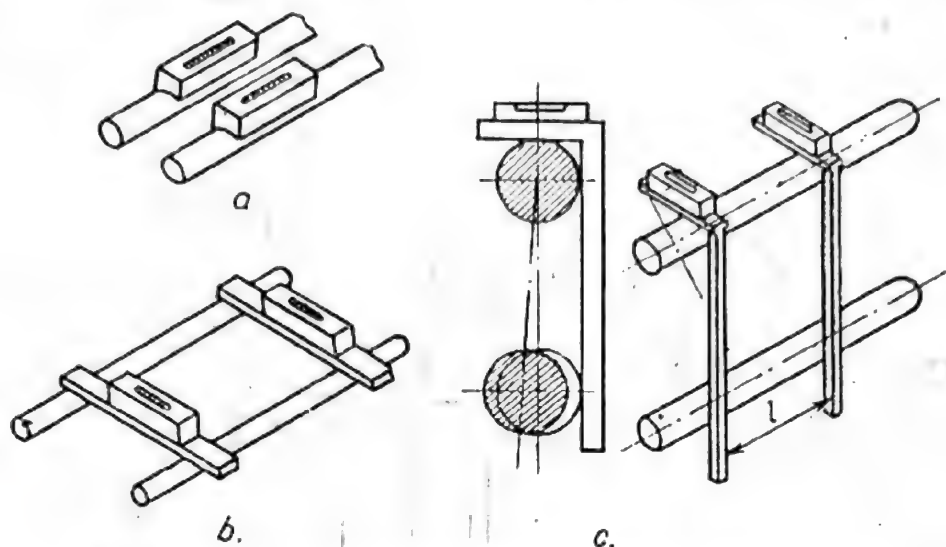


Fig. 5.106. Măsurarea neparalelismului axelor alezajelor.

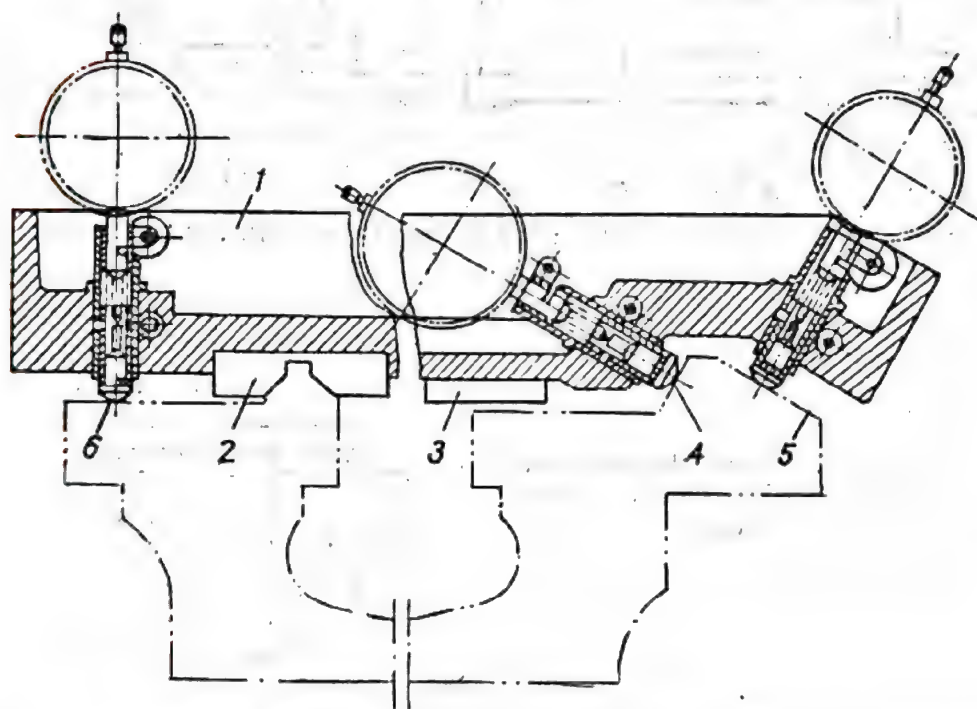


Fig. 5.107, Dispozitiv pentru controlul paralelismului.

sează de-a lungul batiului pe suprafața principală de ghidare. Abaterile de la paralelismul suprafețelor 4, 5 și 6 față de suprafața principală se citesc pe scările gradate ale comparatoarelor respective. De remarcat, că se pot determina, în același timp și abaterile de la rectilinitatea celor trei suprafețe.

În cele ce urmează, vor fi prezentate câteva dintre tipurile de dispozitive de control al abaterilor de formă și de poziție, concepute și construite în cadrul



catedrei de Tehnologia construcțiilor de mașini din Institutul Politehnic București, de către dr. ing. A. Sturzu.

În figura 5.108 este prezentată schema de principiu a unui *dispozitiv pentru controlul abaterilor de formă și de poziție a suprafețelor pieselor de tip arbore*. Piesa care se controlează se centrează și se fixează în vîrfurile 3, montate în suportul 1.

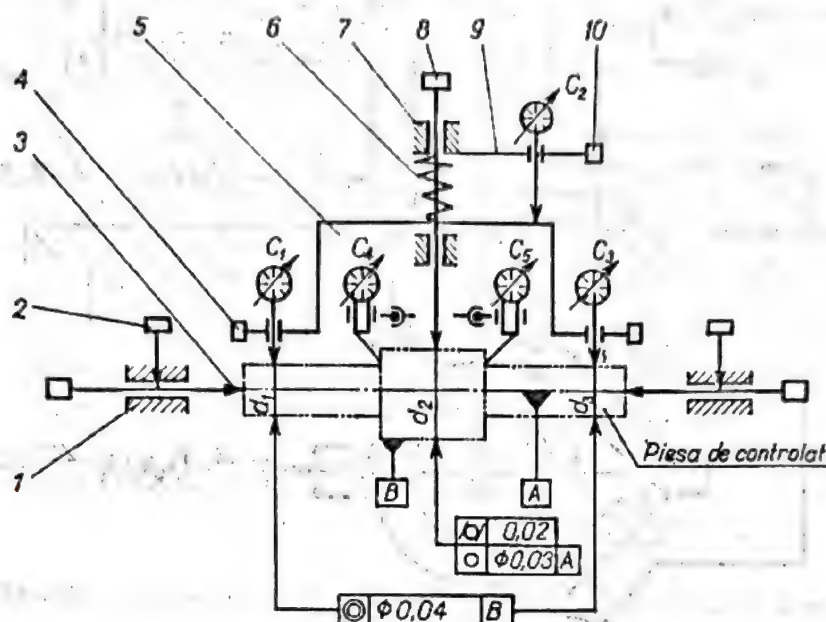


Fig. 5.108. Dispozitiv pentru controlul abaterilor de formă și de poziție a suprafețelor.

Blocarea vîrfurilor 3 într-o anumită poziție axială se realizează cu șuruburile 2. Axul 8 culisează (cu joc foarte mic) în suportul 7 și, sub acțiunea arcului 6, se găsește permanent în contact cu suprafața cilindrică de diametru  $d_2$ . Brațul 9, solidat cu suportul 7, susține comparatorul  $C_2$ , fixat cu ajutorul șurubului 10. Palpatorul comparatorului  $C_2$  face contact cu brațul 5 care, solidat cu axul 8, susține comparatoarele  $C_1$  și  $C_3$ , fixate cu câte un șurub 4. Prin rotirea piesei cu  $360^\circ$ , comparatorul  $C_2$  va indica abaterile de la circularitate și coaxialitate ale treptei B față de axa A a piesei, iar comparatoarele  $C_1$  și  $C_3$  vor indica abaterile de la coaxialitate ale treptelor de diametru  $d_1$  și respectiv  $d_3$  în raport cu suprafața B. Comparatoarele  $C_4$  și  $C_5$ , fixate în suporturi separate sau în același suport indică bătaia frontală a suprafețelor laterale ale treptei B în raport cu axa de simetrie A.

În figura 5.109 este prezentată schema unui *dispozitiv de control al pieselor scurte de tip bucșe și arbori*. Pe placa de bază 1 este fixată prisma 2 cu șuruburile 3. Piesa, așezată cu suprafața B pe placa 1, este pusă în contact cu rolele 4 ale prisme 2, fiind apăsată de axul 7, care culisează în suportul 5 și este împins de arcu 6. Prin rotirea piesei cu  $360^\circ$ , comparatoarele  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$  și  $C_5$  indică abaterile ale căror simboluri grafice și valori sînt arătate în figură.

În figura 5.110 este prezentat schematic un *dispozitiv pentru controlul abaterilor de poziție la piese de tip carcasă*. Dispozitivul se reglează, în prealabil, la zero după o piesă etalon, în felul următor: în alezajele  $A_1$  și  $A_2$  ale piesei etalon se introduc dornurile 1 și 3, care se autocentrează cu ajutorul elementelor 6 și 5; dispozitivul de control se așază și se autocentrează cu prisma dublă 2 pe dornul 1, apoi, susținut și împins cu mîna în direcția săgeții  $S_1$ , se autocen-

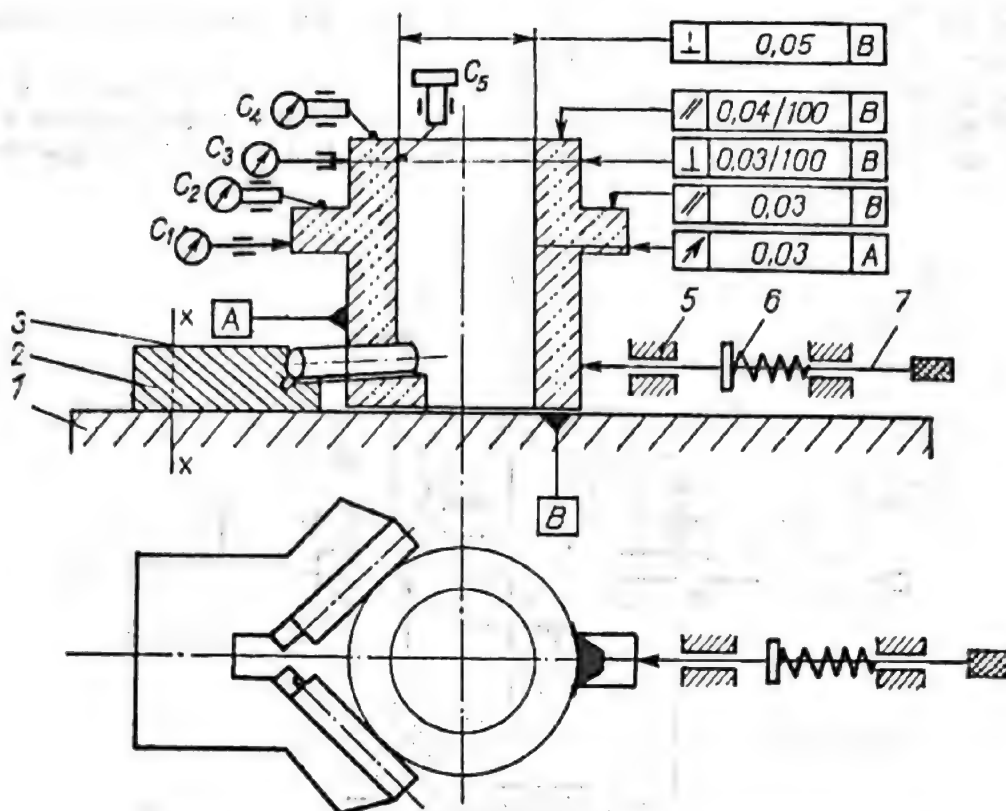


Fig. 5.109. Dispozitiv de control al pieselor scurte.

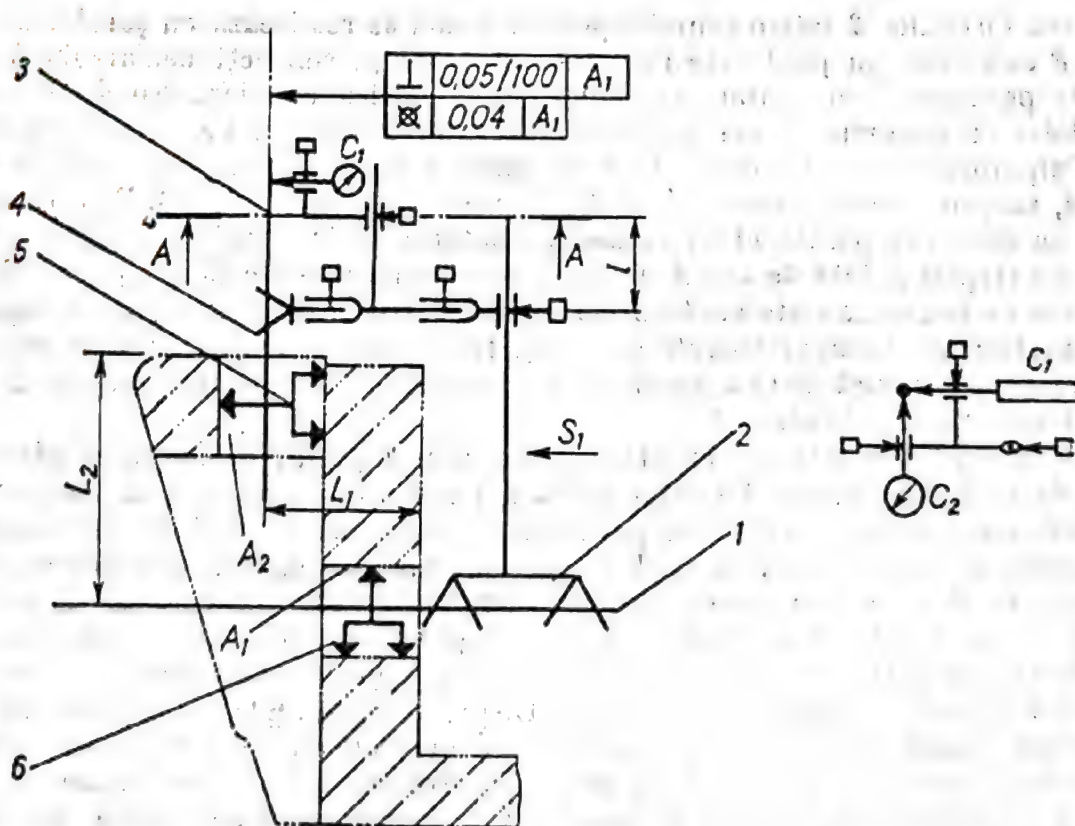


Fig. 5.110. Dispozitiv pentru controlul abaterilor de poziție.



trează pe dornul 3 cu ajutorul prisme oscilante 4; urmează reglarea la zero a comparatoarelor  $C_1$  și  $C_2$ , după care dispozitivul se scoate de la piesa etalon și se montează la piesa de controlat. La comparatorul  $C_1$  se va citi direct abaterea de la perpendicularitatea axelor alezajelor  $A_1$  și  $A_2$  pe lungimea de referință 1, iar la comparatorul  $C_2$  abaterea de la intersectare. Dispozitivul este „de grup”, deoarece se poate folosi la controlul pieselor de diferite tipodimensiuni, reglarea făcându-se în funcție de dimensiunile  $L_1$  și  $L_2$  și de diametrele alezajelor  $A_1$  și  $A_2$ .

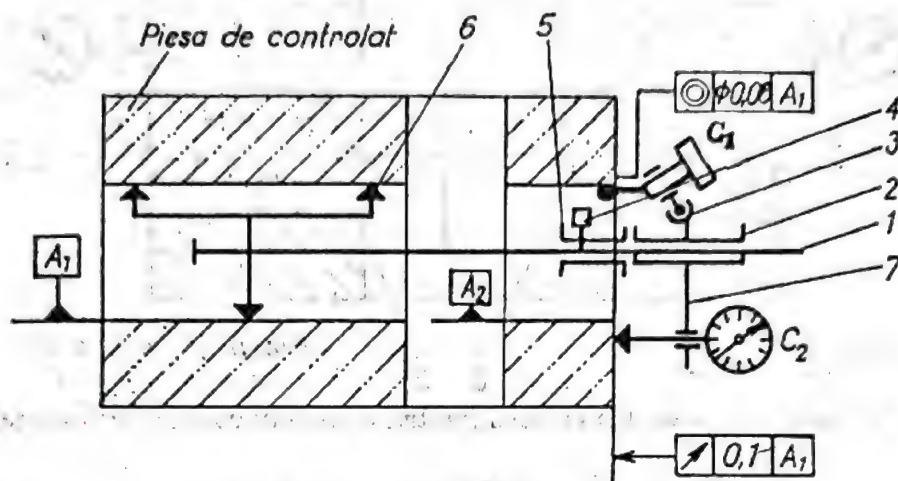


Fig. 5.111. Dispozitiv pentru determinarea necoaxialității și neperpendicularității.

În figura 5.111 este prezentată schema unui dispozitiv pentru determinarea necoaxialității și neperpendicularității. Dornul 1 cu mecanismul autocentrant 6 se introduce în alezajul  $A_1$ , materializându-se cilindrul adiacent al acestui alezaj. Pe dornul 1 se montează bușa 5 (care se blochează în poziția axială convenabilă cu ajutorul șurubului 4) și bușa 2 cu tijele-suport 3 și 7; în acestea se fixează comparatorul  $C_1$  de tip pupitast și comparatorul  $C_2$  de tip obișnuit, ale căror palpatoare sînt puse în contact cu suprafața alezajului  $A_2$  și respectiv cu suprafața frontală. Prin rotirea ușoară cu mîna a bușei 2 pe dornul 1, se vor citi, în limitele unei rotații, indicațiile limită ale celor două comparatoare; diferența dintre indicațiile limită ale comparatorului  $C_1$  reprezintă necoaxialitatea alezajului  $A_2$  față de alezajul  $A_1$ , iar diferența dintre indicațiile limită ale comparatorului  $C_2$  reprezintă bătaia frontală.

Un dispozitiv de tip calibru pentru controlul coaxialității alezajelor este prezentat în figura 5.112. Dispozitivul este compus din mecanismele autocentrante 2 și 3, care se introduc în alezajele  $A_1$  și respectiv  $A_2$  ale piesei controlate și prin al căror alezaj central trece dornul 1. Jocul dintre dorn și alezajul central al mecanismului 2 este egal aproape cu zero, dar jocul dintre dorn și alezajul central al mecanismului 3 este egal cu toleranța prescrisă la coaxialitatea (TPC) celor două alezaje. Piesa se consideră corespunzătoare dacă dornul calibrat 1, ghidat în mecanismul autocentrant 2, trece normal și ușor prin alezajul mecanismului autocentrant 3. Cu ajutorul aceluiași dispozitiv se poate controla și bătaia frontală, citirea făcându-se la comparatoarele  $C_1$  și  $C_2$ , fixate, prin tijele 5, pe bușele 4; în timpul controlului, bușele 4 și comparatoarele trebuie rotite cu  $360^\circ$ ; bușele 4 se reazemă pe umerii  $u_1$  și respectiv  $u_2$ . De menționat, că, în locul dornului calibrat 1, se poate folosi un dorn pneumatic, racordat la un traductor pneumatic.

[illegible]

Technical drawing of a mechanical assembly. The drawing shows a base plate (1) with a vertical support (2). A horizontal plate (3) is mounted on the support, with a vertical plate (4) attached to its side. A horizontal plate (5) is mounted on the vertical plate (4). A vertical plate (6) is mounted on the horizontal plate (5). A horizontal plate (7) is mounted on the vertical plate (6). The drawing includes dimensions: 160 ± 0.04 for the height of the vertical plate (6) from the base, and 80 ± 0.03 for the height of the horizontal plate (3) from the base. The drawing also includes feature control frames for surface texture and circular runout.

Feature control frames for surface texture:

	0.06	A
⊕	0.08	A

Feature control frames for circular runout:

	0.04	A
⊕	0.05	A

**4 și 6**, racordate la cîte un aparat pneumatic și susținute de suportul 5 cu talpa 2, pînă cînd se realizează interstițiile  $i_1$  și  $i_2$ , corespunzătoare indicației zero sau unei anumite indicații pe scările aparatelor ; urmează îndepărtarea piesei etalon și așezarea, în locul ei, a piesei care se controlează ; în timpul controlului, piesa va fi deplasată, pe o lungime oarecare, în două direcții reciproc perpendiculare și situate în planul paralel cu suprafața de referință  $A$  ; indicațiile limită citite pe scările gradate ale aparatelor pneumatice vor da, în același timp, abaterile distanțelor și abaterile de la paralelismul suprafețelor  $B$  și  $C$  față de suprafața  $A$ .



Figura 5.114 reprezintă schema de măsurare a distanței și neparalelismului axelor alezajelor de la piesele de tipul bielelor. Se procedează astfel : axa alezajului  $A_1$  se materializează cu ajutorul mecanismului autocentrant 1, montat în suportul 11, iar axa alezajului  $A_2$  cu ajutorul dornului 2 și al unor bușe cu suprafețe conice : dornul 2 se reazemă, în plan vertical, pe pîrghia oscilan-

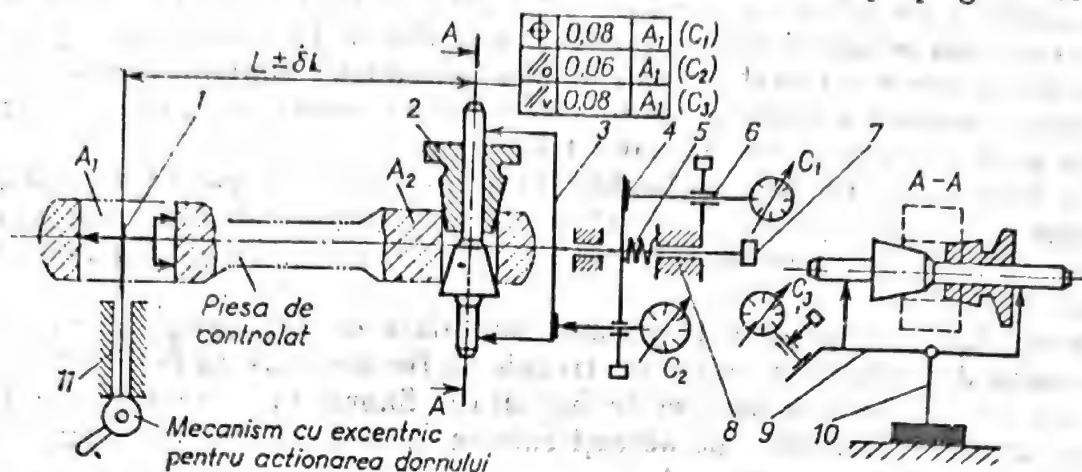


Fig. 5.114. Măsurarea distanței și neparalelismului dintre axele alezajelor.

tă 9, montată pe suportul 10 ; în planul orizontal, dornul 1 face contact, în două puncte, cu pîrghia oscilantă 3, care este împinsă de arc 5 și culisează în suportul 8 reglabil prin șurubul 7 ; urmează reglarea la zero a comparatoarelor  $C_1$ , cu palpatorul 4 și ghidajul 6,  $C_2$  și  $C_3$ , apoi, în locul bielei etalon se centrează și se așază, în același mod, biela care trebuie controlată ; pe scara gradată a comparatorului  $C_1$  se va citi abaterea efectivă a distanței dintre axe, iar pe scările gradate ale comparatoarelor  $C_2$  și  $C_3$  și vor citi abaterile de la paralelismul axelor în planul orizontal, respectiv în planul vertical.

## 5.2.15. METODE ȘI MIJLOACE PENTRU CONTROLUL RUGOZITĂȚII SUPRAFETELOR

În funcție de metoda pe care se bazează, mijloacele pentru controlul și verificarea rugozității se clasifică în :

- mijloace pentru determinări calitative comparative ;
- mijloace pentru determinări cantitative absolute ;
- mijloace pentru determinări cantitative globale (integrale).

● **Determinarea comparativă a rugozității** se poate realiza folosind așa-numitele *mostre de rugozitate*. Acestea sînt plăcuțe dreptunghiulare avînd suprafața de măsurare plană (fig. 5.115, a) cilindrică concavă (fig. 5.115, b)

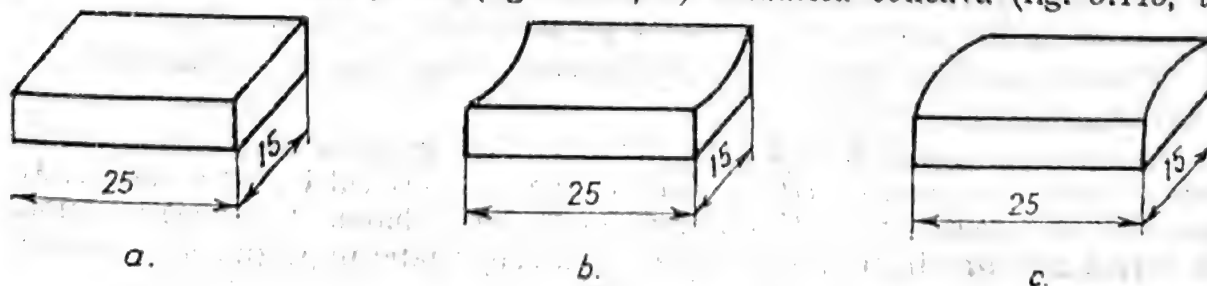


Fig. 5.115. Mostre de rugozitate.

sau cilindrică convexă (fig. 5.115, c). Grosimea mostrelor trebuie să asigure acestora o rigiditate suficientă și se stabilește în funcție de procedeul de prelucrare. Se admite și executarea unor mostre de rugozitate având alte forme și dimensiuni decât cele indicate. Suprafața de așezare a mostrelor trebuie să fie întotdeauna plană.

Suprafața de măsurare a unei mostre este caracterizată prin rugozitatea sa și orientarea neregularităților (motivul suprafeței). În acest sens, suprafața de măsurare este o suprafață reală sau care reproduce o suprafață reală, având o valoare cunoscută a abaterii medii aritmetice a rugozității  $R_a$ , reprezentativă pentru unul sau mai multe procedee tehnologice diferite.

În funcție de limitele realizabile prin procedeul tehnologic reprezentat (strunjire și alezare, frezare cilindrică și frezare frontală, rabotare, rectificare), valorile nominale ale parametrului  $R_a$  se aleg din șirul valorilor preferențiale (v. subcap. 1.5).

Neregularitățile pe care le prezintă suprafața de măsurare, caracteristice procedurii de prelucrare respectiv, trebuie să fie orientate în sensul dimensiunii mai mici (lățimii) a mostrei de rugozitate. Suprafața de măsurare trebuie să aibă un aspect uniform, de aceeași culoare și luciu, fără fisuri, știrbituri, porozități, urme de coroziune etc.

Suprafețele de măsurare (comparare) ale mostrelor de rugozitate se pot obține prin aplicarea directă a procedurilor tehnologice reprezentate, prin galvanoplastie sau prin alte procedee care asigură reproducerea fidelă a suprafeței originale.

Conform STAS 7087-75, mostrele de rugozitate se execută din oțel (OT45 pentru turnare, OL37 pentru laminare și tragere, OLC45X pentru prelucrări prin așchiere), din fontă (Fc20) și, pentru necesități speciale, din alte materiale.

Mostrele de rugozitate sînt executate și livrate în seturi, pe serii de rugozități, pentru diferite procedee și diferite forme ale suprafețelor a căror rugozitate se determină. De obicei, mostrele de rugozitate se montează în suporturi speciali, fiecare suport conținînd mostrele pentru același procedeu tehnologic (dar pentru rugozități diferite) și dintr-o singură marcă de material.

Compararea rugozității suprafețelor pieselor prelucrate cu rugozitatea mostrelor se poate face :

- cu ochiul liber, pentru suprafețe cu  $R_a \geq 3,2 \mu\text{m}$  ;
- cu lupa simplă de citit (cu grosimentul de  $2,5\times$ ) sau cu lupa binoculară ( $2\times$ ), pentru suprafețe cu  $R_a \geq 1,6 \mu\text{m}$  ;
- la microscopul de atelier și la stereomicroscopul normal, pentru suprafețe cu  $R_a = 12,5 \dots 0,4 \mu\text{m}$  (la piese mici care pot fi așezate pe masa aparatului) ;
- la microscopul sau stereomicroscopul comparator, pentru suprafețe cu  $R_a = 12,5 \dots 0,1 \mu\text{m}$ .

● **Determinarea cantitativă absolută a rugozității** se face cu ajutorul aparatelor optice și aparatelor bazate pe principiul palpării.

Dintre aparatele optice, vor fi prezentate microscopul dublu Linnik și microscopul de interferență.

*Microscopul dublu Linnik-Schmaltz* se bazează pe principiul secțiunii luminoase (fig. 5.116), care constă în următoarele : un fascicul îngust de raze secționează suprafața cu asperități sub un anumit unghi și banda de lumină reflectată ia forma unei linii frînte (după microprofilul suprafeței în porțiunea cercetată), care poate fi văzută printr-un microscop.



În figura 5.117 este prezentată schema de principiu a microscopului dublu. Razele de lumină de la sursa 1 trec printr-un filtru, apoi prin fanta (cu lățimea de 0,1 mm și lungimea de 7 mm) din diafragma 2 și prin obiectivul schimbabil 3, ajungând la suprafața cercetată 6; reflectându-se, fasciculul de raze ia imaginea microprofilului suprafeței și, după ce trece prin obiectivul schimbabil 4, se

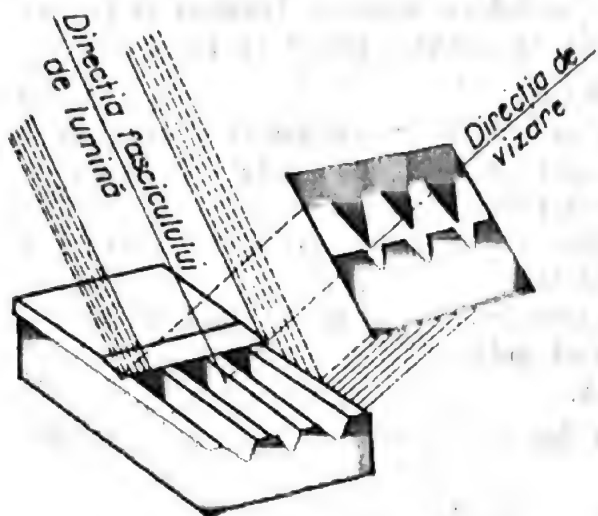


Fig. 5.116. Principiul secțiunii luminoase.

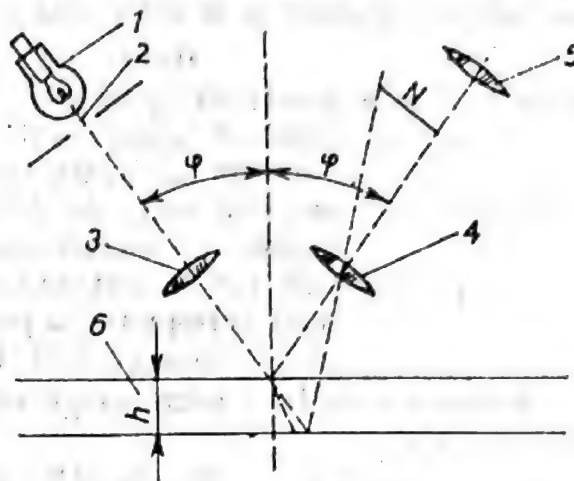


Fig. 5.117. Schema microscopului dublu Linnik-Schmaltz.

proiectează în capul-ocular cu lentila-ocular 5. Sursa 1, filtrul de lumină, diafragma 2 și obiectivul 3 sînt montate în tubul colimatorului, iar obiectivul 4, un sistem optic intermediar și capul-ocular cu lentila 5 sînt montate în tubul microscopului de vizare. Cele două tuburi sînt înclinate față de planul vertical la un unghi  $\varphi = 45^\circ$ , între ele formînd unghiul  $2\varphi = 90^\circ$ . Dacă se notează cu  $h$  înălțimea microneregularităților și cu  $v$  grosimentul obiectivului 4, mărimea  $N$  a imaginii fantei de lumină (microprofilul sub formă de fantă) va fi:

$$N = 2h \cdot v \cdot \sin \varphi, \quad (5.23)$$

de unde:

$$h = \frac{N}{2v \cdot \sin \varphi} [\mu\text{m}]. \quad (5.24)$$

Capul-ocular este prevăzut la interior, în afara lentilei-ocular, cu scara gradată fixă 1, indicele dublu 2 și sistemul de fire reticulare în cruce 3 (fig. 5.118); prin rotirea, de la exterior, a tamburului unui mecanism micrometric, indicele dublu 2 se deplasează pe scara gradată fixă 1, iar, în același timp, sistemul de fire reticulare în cruce se deplasează pe o direcție paralelă cu scara 1. Cum tamburul mecanismului micrometric are o scară gradată circulară cu 100 diviziuni și la o rotație completă a tamburului, indicele dublu se deplasează cu o diviziune, rezultă că unei diviziuni de pe scara 1 îi corespund 100 diviziuni de pe scara circulară exterioră. Cînd indicele dublu se suprapune peste reperul zero al scării gradate 1, sistemului de fire reticulare în cruce îi corespunde poziția zero.

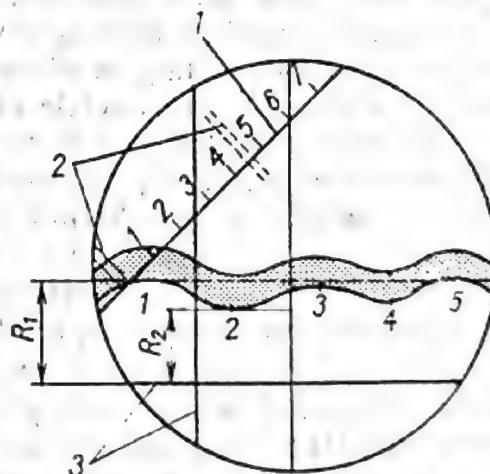


Fig. 5.118. Cîmpul vizual al capului-ocular de la microscopul dublu.

Măsurarea rugozității se face în felul următor : după așezarea piesei pe masa aparatului și focalizarea suprafeței față de obiectivele din tubul colimatorului și tubul microscopului, pe marginea mai clară a benzii luminoase vizibilă în ocularul aparatului se consideră zece puncte consecutive, punctele de maxim fiind numerotate cu 1, 3, 5, 7, 9, iar cele de minim cu 2, 4, 6, 8, 10 ; firul reticular paralel cu direcția benzii luminoase se aduce succesiv tangent la fiecare din cele zece puncte și se determină ordonata fiecărui punct cu relația :

$$R_i = C (n_i \cdot m + p_i) [\mu\text{m}], \quad (5.25)$$

în care :  $C$  este constanta aparatului, în funcție de grosimentul obiectivului ;

- $n_i$  — numărul întreg de diviziuni de pe scara gradată fixă, corespunzător deplasării indicelui dublu ;  
 $m=100$  — numărul total de diviziuni de pe scara gradată circulară a tamburului mecanismului micrometric ;  
 $p_i$  — numărul de diviziuni de pe scara gradată circulară a tamburului, corespunzător poziției indicelui dublu între două repere de pe scara gradată fixă.

Adâncimea medie a microneregularităților  $R_z$  în cele zece puncte se determină cu relația :

$$\begin{aligned} R_z &= \frac{(R_1 - R_2) + (R_3 - R_4) + \dots + (R_9 - R_{10})}{5} = \\ &= \frac{(R_1 + R_3 + R_5 + R_7 + R_9) - (R_2 + R_4 + R_6 + R_8 + R_{10})}{5} [\mu\text{m}] \end{aligned} \quad (5.26)$$

întrucât fiecare diferență  $(R_1 - R_2)$ ,  $(R_3 - R_4)$  etc. reprezintă adâncimea unei microneregularități.

Abaterea medie aritmetică a rugozității  $R_a$  se poate determina relația :

$$R_z \approx 4,5 R_a^{0,97} [\mu\text{m}]. \quad (5.27)$$

De menționat, că, deoarece în câmpul vizual al microscopului dublu pot apare mai puțin de 10 puncte de maxim și minim, se determină ordonatele  $R_i$  ale punctelor cuprinse în câmpul vizual, apoi, printr-o deplasare a piesei (împreună cu masa aparatului), se aduce imaginea microneregularităților din porțiunea imediat alăturată, cu punctele care mai sînt necesare.

De obicei, microscopul dublu Linnik se folosește pentru măsurarea rugozității cu valori ale lui  $R_z$  mai mari de  $1 \mu\text{m}$ .

*Microscopul de interferență Linnik* se bazează pe principiul interferenței luminii, respectiv obiectul se privește prin microscop și în planul obiect corespunzător se formează franjuri (benzi) de interferență, după a căror deformare se apreciază rugozitatea suprafeței.

Aparatul, a cărui schemă optică este prezentată în figura 5.19, funcționează astfel : fasciculul de raze, care pleacă de la sursa 1 de lumină albă (cînd microneregularitățile au o direcție nedeterminată) sau de la sursa 1' de lumină monocromatică (cînd microneregularitățile au o anumită direcție, (fig. 5.119, a), trece prin condensorul 2, apoi prin fanta diafragmei 4 și prin lentila 5 și ajunge la prisma dublă semiargintată 6 ; aici fasciculul se împarte în două : o parte se reflectă total pe suprafața semiargintată de separație și, trecînd prin obiectivul 7, ajunge la suprafața piesei 9, iar cealaltă parte trece prin prismă și prin al doilea obiectiv 7 și ajunge la oglinda 8 ; amîndouă părțile din fasciculul inițial se reflectă pe suprafața piesei 9 și respectiv pe oglinda 8 și întorcîndu-se pe același drum, se reîntîlnesc în prisma 6, unde interferează ; după ce trec prin obiectivul 10 și se reflectă pe oglinda 14, razele de lumină interfereate ajung



în ocularul 15 sau, dacă este necesar, pe placa fotografică 13 (după ce, în prealabil, au trecut prin obiectivul 11 și s-au reflectat pe oglinda 12). Rugozitatea suprafeței se determină prin compararea frînturilor benzilor (franjurilor) de interferență cu lățimea unei benzi, care este egală cu jumătate din lungimea de undă ( $\lambda/2$ ) a radiației luminoase folosite (fig. 5.119, b).

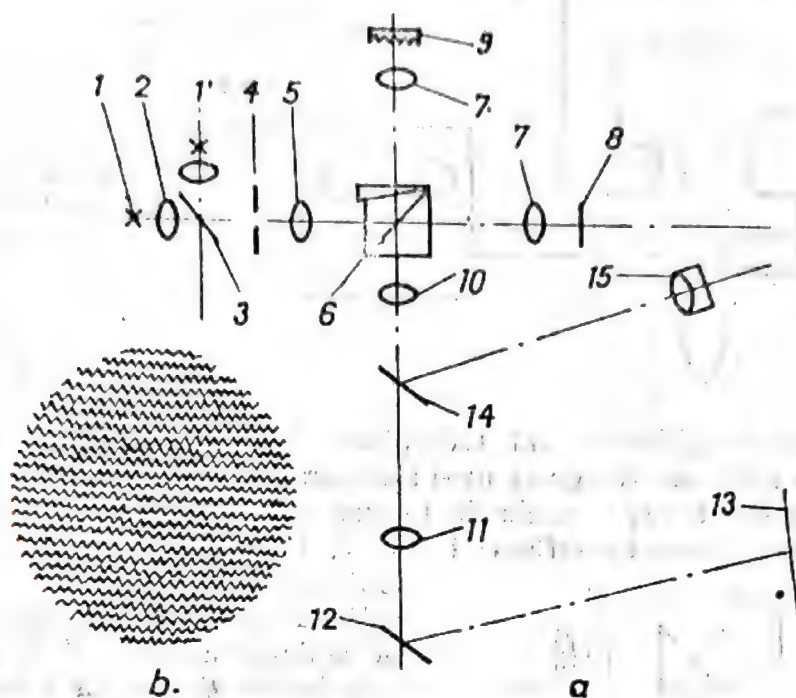


Fig. 5.119. Schema optică a microscopului de interferență.

În general, cu ajutorul microscopului de interferență se poate determina, cu o eroare nu mai mare de 5%, rugozitatea suprafețelor cu  $R_z$  între 0,02 și 1  $\mu\text{m}$ . Diferite tipuri de microscopie și comparatoare de interferență fabrică firmele C. Zeiss din R.D.G. și R.F.G., industria de mijloace de măsurare din U.R.S.S. etc.

*Principiul sau metoda palpării* stă la baza realizării unei varietăți mari de aparate numite, unele *profilometre* și, altele, *profilografe*; la primele, valoarea rugozității se citește, de obicei, direct pe scara gradată a aparatului, în schimb, cu ajutorul profilografelor se determină valorile parametrilor rugozității și, în același timp, se obține, prin fotografiere sau prin înregistrare, profilograma micronegularităților în porțiunea de suprafață cercetată.

Dintre aparatele de acest tip, mai cunoscute sînt: profilometrul Kiselev, profilograful Ammon, profilograful Levin, profilometrele Perth-Q-Meter și Microtest-Sigma, profilograful Tallysurf etc.

În figura 5.120 este prezentată schema *profilometrului Kiselev*. Suprafața piesei este palpată de acul de diamant 1, care este fixat de corpul aparatului prin arcurile 5 și care are, la partea superioară, bobina de inducție 2; vârful acului de diamant are o rază de  $\sim 10\mu\text{m}$ . Prin deplasarea pe suprafața piesei, acul 1 execută, datorită micronegularităților, mișcări de translație verticale; bobina 2 execută aceleași mișcări între polii magnetului permanent 3. Curenții slabi care iau naștere în bobină sînt amplificați și, apoi, măsurați cu galvanometrul 4; acesta poate fi etalonat în valori ale parametrului  $R_a$ . Deplasarea aparatului în timpul măsurării se realizează manual sau mecanic.

Profilograful Ammon, a cărui schemă este prezentată în figura 5.121, a, funcționează în felul următor: lumina de la sursa 1 trece prin prisma 2 și se îndreaptă spre partea dreaptă a plăcii 3, în care există o fantă circulară de dimensiuni foarte mici și o fantă dreptunghiulară; razele de lumină care trec

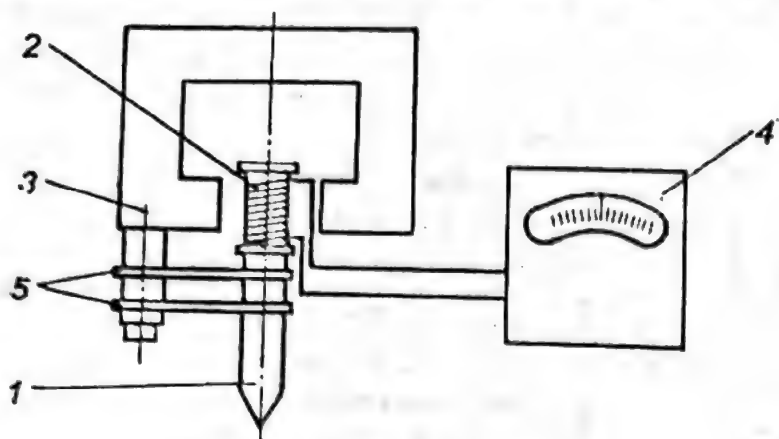
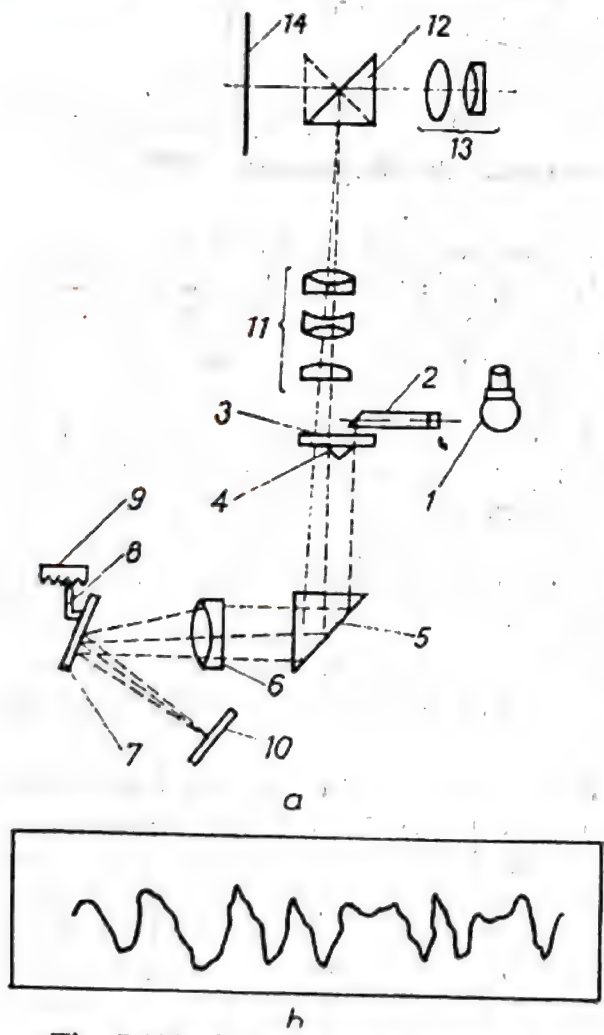


Fig. 5.120. Schema profilometrului Kiselëv.

prin fanta dreptunghiulară sînt îndreptate, de prisma 4, prin partea stîngă a plăcii 3, de unde iau imaginea unei scări gradate și o duc în ocularul 13 sau pe placa fotografică 14; razele de lumină care trec prin fanta circulară se îndreaptă spre prisma cu reflexie totală 5, trec prin aceasta și prin lentila-



obiectiv 6, se reflectă, succesiv, pe oglinda oscilantă 7, oglinda fixă 10 și iar pe oglinda oscilantă 7 și, mai departe, prin lentila 6, prisma 5, sistemul optic 11 și prisma cu reflexie totală 12, ajung la ocularul 13 sau pe placa fotografică 14. Oglinda 7 este solidară cu acul palpator 8 printr-o articulație și oscilează datorită mișcărilor de translație ale acului 8 perpendicular pe suprafața 9, pe care se deplasează și o palpează. În ocularul aparatului se vede scara gradată de pe placa 3 și imaginea sursei de lumină 1 (spot luminos — de dimensiuni corespunzătoare fantei circulare din placa 3), care se deplasează pe scara gradată în funcție de mișcările acului 8 și de oscilațiile oglinzii 7. În schimb, pe placa fotografică 14 se obține profilograma mărită a microprofilului suprafeței, cum ar fi cea prezentată în figura 5.121, b.

Cu ajutorul profilografului Ammon se pot determina rugozități cu  $R_z \geq 0,5 \mu m$ .

Profilometrele-profilografe moderne de tip Talysurf, EM 10 ș.a. dau

Fig. 5.121. Schema profilografului Ammon.



posibilitatea determinării mai multor parametri ai rugozității ( $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_f$ ,  $R_{max}$  etc.) cu valori, de exemplu, pentru  $R_a$  între 0,02 și 3,2  $\mu\text{m}$ .

● **Determinarea cantitativă globală a rugozității suprafețelor** constă în aprecierea indirectă a rugozității unei porțiuni de suprafață după un anumit parametru. De obicei, mijloacele de măsurare construite în acest scop dau infor-

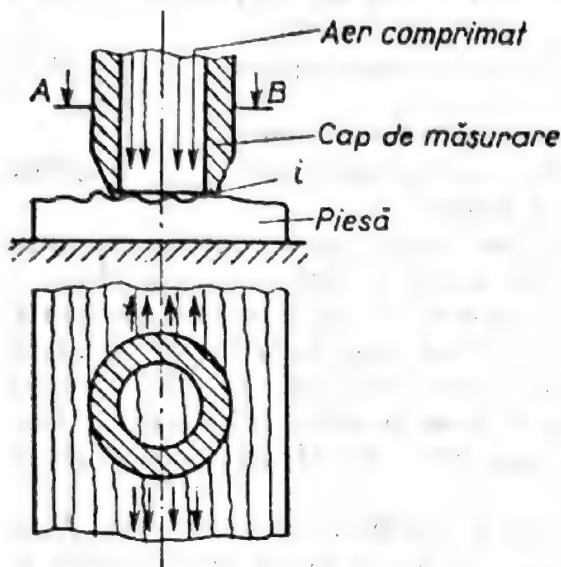


Fig. 5.122. Măsurarea rugozității prin metoda pneumatică.

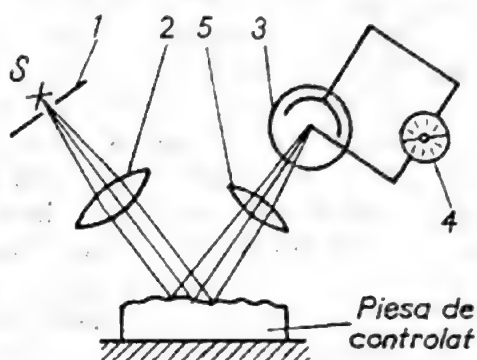


Fig. 5.123. Reflectometru.

mații asupra abaterii globale de la forma geometrică teoretică și determină, indirect, coeficientul de portanță sau alt parametru geometric al suprafeței. Ca mijloace de măsurare se folosesc aparate pneumatice, reflectometrice, electrice etc.

În cazul folosirii *aparatelor pneumatice* (fig. 5.122), rugozitatea se apreciază după debitul de aer scurs prin interstițiul  $i$  dintre capul de măsurare și suprafața piesei controlate. La microneregularități mari, debitul de aer scurs va fi mai mare, și, ca urmare, presiunea din camera de detentă a traductorului pneumatic scade. Variația presiunii în funcție de rugozitate este transformată în mărimi liniare.

*Reflectometrele* dau valoarea globală a rugozității prin măsurarea fluxului de lumină reflectat de suprafața piesei verificate, în comparație cu fluxul reflectat de suprafața unui etalon (mostre) de rugozitate. În figura 5.123 este prezentată schema de principiu a unui astfel de aparat. Lumina de la sursa  $S$  trece prin fanta diafragmei 1, apoi prin condensorul 2 și, după ce se reflectă pe suprafața piesei de controlat, trece prin obiectivul 5 și cade pe celula fotoelectrică 3. Intensitatea curentului indicată de galvanometrul 4 (gradat în  $\mu\text{m}$ ) depinde tocmai de cantitatea de lumină care cade pe celula fotoelectrică.

### 5.3. CONSIDERAȚII ÎN LEGĂTURĂ CU ALEGEREA RAȚIONALĂ A METODELOR ȘI MIJLOACELOR DE MĂSURARE

Alegerea rațională a metodelor și mijloacelor de măsurare constituie o problemă foarte importantă a eficienței și organizării controlului tehnic în întreprinderile industriale. Această alegere depinde de o serie de condiții și de indicatori metrologici și tehnico-economici, cum ar fi:



- felul și caracterul parametrilor măsurați sau controlați;
- precizia (toleranța) parametrilor controlați;
- volumul de producție (mărimea seriei) pentru piesele controlate;
- precizia de citire a mijlocului de măsurare, apreciată, în general, după valoarea diviziunii de pe scara gradată;
- eroarea limită de măsurare a mijlocului sau a metodei de măsurare;
- siguranța în funcționare a mijloacelor de măsurare;
- productivitatea controlului, care trebuie să corespundă productivității execuției pieselor;
- costul mijlocului de control sau costul metodei de control;
- gradul de complexitate al mijlocului sau metodei de control și calificarea pe care trebuie să o aibă controlorul tehnic.

În funcție de toate condițiile concrete ale producției și controlului, între condițiile și indicatorii menționați trebuie să existe o concordanță deplină.

Astfel, dacă, indiferent de ceilalți indicatori, în producția individuală și de serie mică, unde este caracteristică varietatea mare de produse executate în serii foarte mici, mijloacele de măsurare trebuie să aibă un grad mare de universalitate, în producția de serie mare și de masă productivitatea operațiilor de control devine factor hotărâtor și, în același timp, se adâncește specializarea mijloacelor de măsurare și control.

*Indicatorul precizie* este important în orice condiții. În acest sens, dacă este vorba, de exemplu, de precizia dimensională, de formă și de poziție a suprafețelor, valoarea diviziunii instrumentului sau aparatului de control trebuie să fie egală cu cel mult  $1/6$  și cu cel puțin  $1/20$  din toleranța prescrisă; în caz contrar fie că nu este asigurată precizia necesară la control, fie că mijlocul de control nu este folosit rațional. Totodată se impune ca eroare totală de măsurare a metodei aplicate să nu depășească, în majoritatea cazurilor, valoarea unei diviziuni.

*Siguranța în funcționare* este, de asemenea, o condiție permanentă, ea însemnând, de fapt, o stabilitate mare în timp a indicațiilor pe care le dă aparatul. Pentru aceasta este necesar ca mijlocul de măsurare sau control ales să fie cât mai puțin sensibil la șocuri și vibrații, să fie robust și cât mai puțin deformabil, să fie rezistent la uzură etc.

*Costul mijlocului de control* trece integral în costul produselor controlate și, de cele mai multe ori, oricât de mare ar fi, el este justificat și compensat de productivitatea sau de precizia pe care o asigură. Dacă, însă, este posibil, mijloacele de control scumpe (microscopul de măsurare, instalațiile de control complexe ș.a.) trebuie să fie înlocuite cu mijloace mai ieftine și mai simple, eventual prin aplicarea metodelor de control statistic.

*Gradul de complexitate* al metodelor și mijloacelor de măsurare sau control are legătură directă cu productivitatea și costul controlului și cu calificarea controlorului. Uneori, o mare complexitate a mijlocului de control înseamnă, în același timp o metodă simplă și productivă, care se însușește repede și se aplică ușor de către controlor (de exemplu, instalații individuale de control sau de sortare semiautomatizate). Alteori, o mare complexitate atât a metodei de măsurare aplicate, cât și a mijlocului de control folosit necesită controlori cu calificare înaltă și această complexitate nu este justificată decât printr-o productivitate foarte mare.

În ultimă instanță, alegerea rațională a metodelor și mijloacelor de control înseamnă asigurarea unui control obiectiv, operativ, productiv și ieftin.



# 6

## TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE PIESELOR LISE. SISTEME DE TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE

### 6.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Dintre asamblările cu piese lise, asamblările cilindrice netede sînt cele mai des utilizate în construcția de mașini și aparate, datorită unor avantaje certe și anume:

- sînt simple, în sensul că, în ce privește caracteristicile geometrice și funcționale, depind de foarte puține elemente dimensionale;
- se realizează, prin prelucrare și montare, mult mai ușor decît alte tipuri de piese și asamblări;
- pot funcționa, fără modificări constructive mari și fără complicații tehnologice, în cele mai variate condiții de solicitare și într-o gamă foarte largă de viteze de rotație;
- sînt mai puțin pretențioase și mai rezistente în exploatare decît toate celelalte tipuri de asamblări.

Din aceste și din alte motive, primele sisteme de toleranțe și ajustaje au fost elaborate tocmai pentru asamblările cilindrice.

Necesitatea asigurării interschimbabilității și a unor condiții economice optime pentru proiectarea, fabricarea și exploatarea produselor industriei constructoare de mașini a impus standardizarea toleranțelor și ajustajelor. Prin aceasta se realizează:

- limitarea și gruparea valorilor nominale ale dimensiunilor în funcție de mărime și de frecvența utilizării lor;
- restrîngerea, la minimul optim, a numărului de toleranțe și abateri limită pentru o anumită dimensiune nominală;
- limitarea numărului de ajustaje ce pot fi prescrise diferitelor asamblări, corespunzător rolului funcțional al acestora și condițiilor în care lucrează.

Standardizarea are ca obiect și rezultat formarea unui *sistem de toleranțe și ajustaje*, care cuprinde toate dimensiunile nominale, toleranțele și ajustajele realizabile practic. Aplicarea, în proiectare și producție, a sistemelor de toleranțe și ajustaje este unică și obligatorie la nivelul întregii economii naționale.

Dintre avantajele aplicării unice a sistemului de toleranțe și ajustaje se pot evidenția următoarele :

- se pun la dispoziția constructorilor de mașini și aparate toleranțe și ajustaje stabilite pe o bază științifică, obiectivă și rațională ;

- se înlătură stabilirea și prescrierea arbitrară a toleranțelor și ajustajelor, fapt care contribuie, în mod hotărîtor, la asigurarea interschimbabilității și la reducerea costurilor în proiectare, producție și exploatare ;

- este favorizată standardizarea și normalizarea organelor de mașini, sculelor, dispozitivelor sau elementelor de dispozitive și mijloacelor de control, ceea ce, în ultimă instanță, are o influență pozitivă asupra interschimbabilității și a costurilor.

Țările dezvoltate din punct de vedere industrial utilizează, în general, sisteme proprii de toleranțe și ajustaje, care țin seamă de o serie de particularități. Studii speciale, efectuate în scopul evaluării eficienței economice a standardizării la nivelul economiei naționale, au arătat că, de exemplu : în S.U.A., la cheltuieli de 1 dolar pentru standardizare, se realizează o eficiență economică de 10—15 dolari ; în U.R.S.S., pentru o rublă cheltuieli de standardizare, rezultă o eficiență economică în industrie de cca 10 ruble ; în Franța la 1 franc cheltuieli pentru standardizare se obține o eficiență economică de 5—10 franci etc.

Legătura dintre diferitele sisteme naționale de toleranțe și ajustaje se face prin sistemul internațional, care facilitează schimbul de produse industriale, de documentație tehnică și de informații tehnico- științifice din domeniu. Unele state au adoptat, ca sistem național, sistemul internațional, iar altele și-au adaptat sistemele naționale în așa fel, încît ele sînt, practic, interschimbabile cu sistemul internațional.

## 6.2. SISTEMUL ISO DE TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE

Denumirea de ISO a acestui sistem s-a constituit din inițialele denumirii în limba engleză — International Standardizing Organization — a Organizației Internaționale de Standardizare.

La consfătuirea de la New York, din anul 1926, a acestei organizații (care se numea, atunci, Asociația Internațională de Standardizare), s-a făcut, pentru prima dată, propunerea a de se elabora un sistem internațional de toleranțe și ajustaje, sistemul ISA. Ca urmare, în anul 1932 au fost definitive și publicate toleranțele și ajustajele pentru dimensiuni pînă la 180 mm, iar în anul 1935 au fost extinse pînă la dimensiunea de 500 mm.

Pe baza lucrărilor anterioare ISA, între anii 1949 și 1957 s-a elaborat sistemul ISO de toleranțe și ajustaje, care, în anul 1960, a fost supus anchetei statelor membre. În anul 1962, proiectul noului sistem a fost aprobat de mai multe țări, printre care și România și a fost acceptat ca Recomandare ISO.

Ținînd seama de dezvoltarea, în ritm înalt, a industriei țării noastre și de amplificarea legăturilor cu foarte multe țări ale lumii, în anul 1967 a început, în Republica Socialistă România, elaborarea sistemului de toleranțe și ajustaje după Recomandarea ISO/R 286 — 1962. Reglementat prin 11 standarde STAS 8100-68... STAS 8110-68, sistemul ISO a intrat în vigoare la 1 ianuarie 1969.

✓Sistemul de toleranțe și ajustaje ISO se referă, separat, la două game de dimensiuni nominale : a) pînă la 500 mm ; b) peste 500 pînă la 3 150 mm.



La baza sistemului ISO, ca și a altor sisteme, stau câteva caracteristici care definesc sistemul.

**Caracteristica 1 — baza sistemului de ajustaje** Pentru limitarea numărului de ajustaje în scopul asigurării economicității proiectării și folosirii produselor, s-au stabilit două sisteme de ajustaje: alezaj unitar și arbore unitar.

În **sistemul alezaj unitar**, toleranța alezajului, indiferent de mărimea ei, rămâne fixă, ca poziție, față de linia zero (abaterea fundamentală rămâne constantă), iar diferitele ajustaje necesare se obțin prin stabilirea de diferite poziții la toleranța arborelui. Acest sistem este prezentat în figura 6.1, *a* (pentru simplificare, se consideră numai un alezaj, care se assemblează cu diferiți arbori, având toleranțe diferite date pe circumferință). Presupunând aceeași dimensiune nominală și aceleași condiții de funcționare, alezajele au aceeași dimensiuni limită, dar arborii au dimensiuni limită diferite. Toleranța alezajului unitar este așezată deasupra liniei zero, astfel că  $D_{min} = N$  și, deci,  $A_1 = 0$ .

În figura 6.1, *b* sînt reprezentate grafic simplificat trei ajustaje (cu joc, intermediar, cu strîngere) în sistemul alezaj unitar.

În **sistemul arbore unitar**, toleranța arborelui, indiferent de mărimea ei, rămâne fixă, ca poziție, față de linia zero (abaterea fundamentală rămîne aceeași), iar diferitele ajustaje necesare se obțin prin stabilirea de poziții diferite la toleranța alezajului. Acest sistem este prezentat în figura 6.2, *a* (pentru simpli-

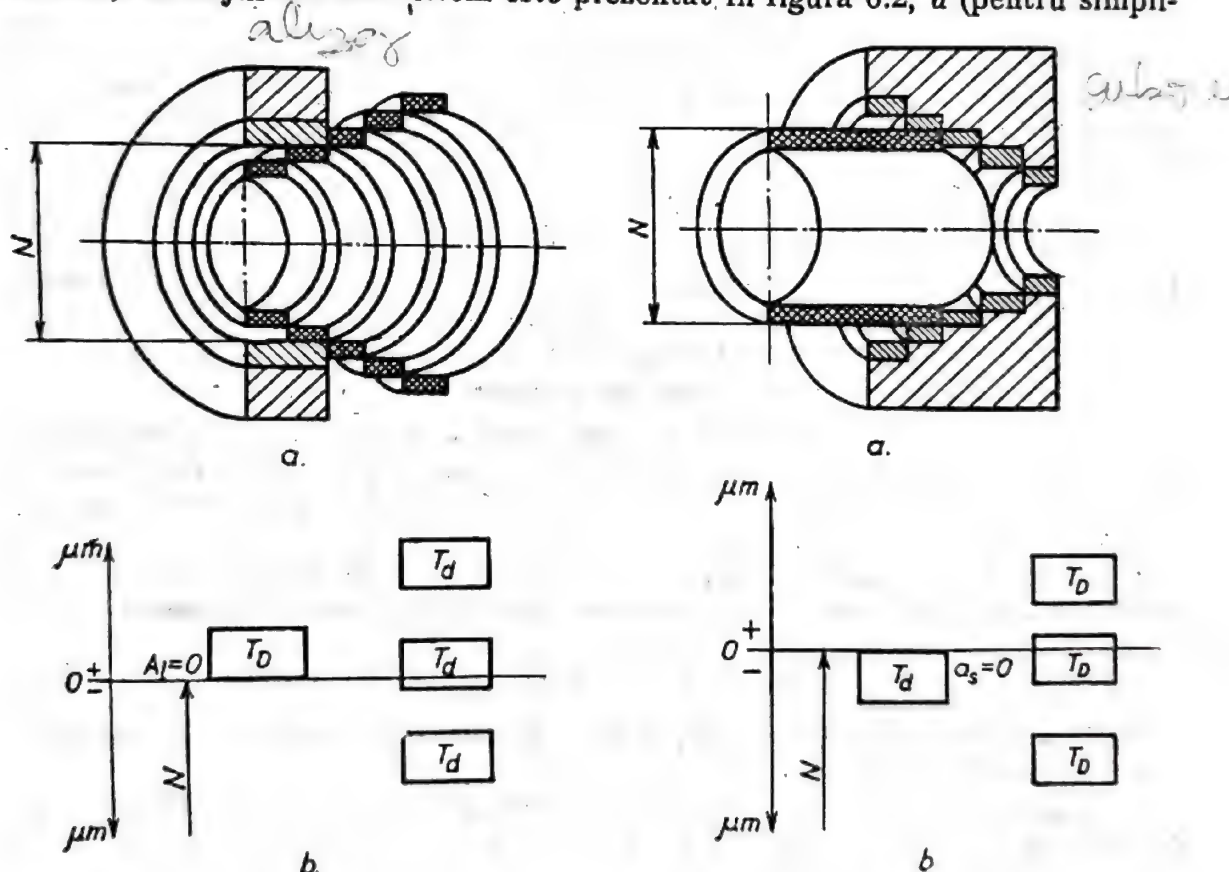


Fig. 6.1. Ajustaje în sistem alezaj unitar.

Fig. 6.2. Ajustaje în sistem arbore unitar.

ficare, se consideră numai un singur arbore, care se assemblează cu diferite alezaje). La aceeași dimensiune nominală și aceleași condiții de funcționare, arborii au aceleași dimensiuni limită, dar alezajele au dimensiuni limită diferite. Toleranța arborelui unitar este așezată sub linia zero, astfel că  $d_{max} = N$  și  $a_s = 0$ .

În figura 6.2, *b* sînt reprezentate grafic simplificat trei ajustaje (cu joc, intermediar și cu stringere) în sistemul arbore unitar.

Folosirea ajustajelor în sistem alezaj unitar sau în sistem arbore unitar depinde de felul construcției pieselor, de caracterul asamblării și de posibilitățile tehnologice de prelucrare și de asamblare cele mai economice. De exemplu, în cazul unei carcase cu mai multe alezaje care au același diametru nominal și în care se vor monta bușe (cu un anumit rol funcțional), stabilirea ajustajelor în sistem alezaj unitar este mai economică, deoarece prelucrarea și controlul alezajelor se pot executa cu aceleași scule și respectiv aceleași verificatoare (prelucrarea și controlul bușelor la exterior nu pun probleme, indiferent de mărimea și precizia diametrului). Dar, în cazul unei asamblări tip piston – bolt – bielă, diferitele ajustaje ale boltului, separat cu pistonul și bielă, trebuie luate în sistem arbore unitar, întrucît prelucrarea boltului în trepte de dimensiuni efective de același diametru nominal este mai dificilă, iar pistonul și bielă se prelucreează, oricum, în locuri și cu scule diferite.

✂ **Caracteristica 2 — unitatea de toleranță și intervalele de dimensiuni (diametre) nominale.** În urma unor constatări practice și a unor cercetări experimentale îndelungate, s-a stabilit că mărimea toleranței este funcție, în principal de valoarea diametrului și de condițiile funcționale. Astfel, presupunînd aceleași condiții funcționale, cu cît diametrul unei piese este mai mare, cu atît și toleranța va fi mai mare (dar nu, neapărat, în aceeași proporție); pe de altă parte, la același diametru nominal, condițiile funcționale mai pretențioase impun toleranțe mai mici, iar condițiile funcționale mai puțin pretențioase admit toleranțe mai mari. Ca urmare, toleranța unei dimensiuni se poate exprima prin relația :

$$T_D = k \cdot i \text{ [}\mu\text{m]} \quad (6.1)$$

În care : *k* este un număr adimensional, care, prin valorile lui, exprimă dependența toleranței de condițiile funcționale ;

*i* — unitatea de toleranță ISO, în  $\mu\text{m}$ , care exprimă dependența toleranței de valoarea diametrului.

Cu alte cuvinte, mărimea toleranței, pentru diferite condiții funcționale și pentru diferite diametre, este egală cu un număr de unități de toleranță, unitatea de toleranță fiind o unitate specifică toleranței, așa cum însăși toleranța este o mărime specifică.

Pentru dimensiunile (diametrele) nominale pînă la 500 mm, unitatea de toleranță ISO, stabilită tot pe baza cercetărilor experimentale, are expresia,

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D \text{ [}\mu\text{m]} \quad (6.2)$$

În care, sub radical, valoarea dimensiunii (diametrului) nominal al alezajului sau al arborelui se ia în mm.

În scopul limitării numărului de unități de toleranță diferite, gama de dimensiuni (diametre) nominale pînă la 500 mm (inclusiv) este împărțită în 13 intervale principale, conform tabelului 6.1 (pentru anumite ajustaje, unele dintre intervalele principale fiind împărțite în intervale intermediare). Ca urmare, numărul de valori ale unității de toleranță este egal cu 13, cîte una pentru fiecare interval principal ; în relația (6.2), *D* este media geometrică a limitelor intervalului respectiv și valoarea unității de toleranță calculate astfel se aplică tuturor dimensiunilor din interval.



Tabelul 6.1

Intervale de dimensiuni nominale pentru gama pînă la 500 mm  
(după STAS 8101-68)

Nr. crt.	Intervale principale		Intervale intermediare	
	peste	pînă la	peste	pînă la
1	—	3	—	—
2	3	6		
3	6	10		
4	10	18	10	14
5	18	30	14	18
			18	24
6	30	50	24	30
			30	40
7	50	80	40	50
			50	65
8	80	120	65	80
			80	100
9	120	180	100	120
			120	140
			140	160
10	180	250	160	180
			180	200
			200	225
11	250	315	225	250
			250	280
12	315	400	280	315
			315	355
13	400	500	355	400
			400	450
			450	500

De exemplu, pentru intervalul peste 30 pînă la 50 mm,  $D = \sqrt{30 \cdot 50} = 38,7$  mm și, deci,  $i = 0,45 \sqrt[3]{38,7} + 0,001 \cdot 38,7 \approx 1,56$   $\mu\text{m}$ . Pentru intervalul pînă la 3 mm, calculul se efectuează pe baza mediei geometrice dintre 1 și 3 mm.

Gama de dimensiuni nominale peste 500 pînă la 3 150 mm este împărțită în opt intervale principale (fiecare dintre acestea fiind împărțit în cîte două intervale intermediare). Unitatea de toleranță se calculează cu relația :

$$I = 0,004 D + 2,1 \text{ } [\mu\text{m}] \quad (6.3)$$

în care  $D$  este media geometrică a limitelor fiecărui interval, în mm.

Ca urmare, relația (6.1) capătă forma :

$$T_D = k \cdot I \text{ } [\mu\text{m}]. \quad (6.4)$$

**Caracteristica 3 — treptele de precizie.** Așa cum s-a arătat mai înainte, indiferent de valoarea diametrului nominal și, implicit, a unității de toleranță, toleranța poate fi mai mică sau mai mare în funcție de rolul și importanța funcțio-

nală și de condițiile de lucru ale pieselor și ajustajelor. Din acest punct de vedere, în sistemul ISO standardizat în țara noastră s-au stabilit următoarele:

— Pentru gama de dimensiuni (diametre) nominale pînă la 500 mm, se prevăd 18 trepte de precizie, denumite, pe scurt, *precizii* și notate în ordinea descrescîndă a preciziei, respectiv în ordinea crescîndă a toleranței cu numerele 01, 0, 1, 2, ..., 16. Pentru preciziile de la 5 (inclusiv) la 16, toleranța se calculează cu relația (6.1), obținîndu-se așa-numitele *toleranțe fundamentale* notate respectiv cu simbolurile IT5, IT6, ..., IT16. Mărimile acestor toleranțe, în numere  $k$  de unități, sînt date în tabelul 6.2.

Tabelul 6.2

Mărimile toleranțelor fundamentale IT5, ..., IT16 (după STAS 8101-68)

Simbolul toleranței fundamentale	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Valori, $\mu\text{m}$	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1 000i

Toleranțele fundamentale IT01, IT0 și IT1 se calculează cu relațiile din tabelul 6.3. Toleranțele fundamentale pentru preciziile 2, 3 și 4 se stabilesc aproximativ în progresie geometrică între IT1 și IT5. Valorile toleranțelor fundamentale pentru toate intervalele de dimensiuni (diametre) nominale pînă la 500 mm și pentru toate cele 18 trepte de precizie sînt date în tabelul 6.4. Preciziile cu toleranțe IT01, IT0, IT1, ..., IT7 se utilizează, de regulă, pentru dimensiunile calibrelor, pentru dimensiunile pieselor din mecanica de precizie și mecanica fină etc. În construcțiile de mașini obișnuite, diametrele pieselor care formează ajustaje se realizează cu toleranțe de la IT5 la IT12, iar dimensiunile suprafețelor libere (care nu formează ajustaje), precum și dimensiunile semifabricatelor forjate, turnate etc. se realizează cu toleranțe de la IT12 la IT16. De menționat că, în procesul de prelucrare a pieselor, dimensiunile trec succesiv, de la precizia inițială, prin precizii din ce în ce mai înalte, pînă la precizia finală. Astfel, o piesă cilindrică oarecare, care în final va fi rectificată la o toleranță IT6, este supusă unor operații prealabile și trece succesiv prin diferite precizii, pornind de exemplu, de la precizia 15 a semifabricatului.

— Pentru gama de dimensiuni (diametre) nominale peste 500 la 3 150, mm, se prevăd 11 trepte de precizie, denumite, pe scurt, *precizii* și notate în ordinea

Tabelul 6.3

Toleranțele fundamentale IT01 IT0 și IT1 (după STAS 8101-68)

Simbolul toleranței fundamentale	IT01	IT0	IT1
Valori în $\mu\text{m}$ , pentru $D$ în mm	$0,3 + 0,008 D$	$0,5 + 0,012 D$	$0,8 + 0,020 D$



Tabelul 6.4.

Toleranțele fundamentale IT, în  $\mu\text{m}$  (după STAS 8101-68)

Nr. crt.	Intervale de dimensiuni	Simbolul toleranței fundamentale																		
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	
1.	pînă la 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	
2.	peste 3 pînă la 6	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	
3.	peste 6 pînă la 10	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	
4.	peste 10 pînă la 18	0,5	0,8	1,2	2,0	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1 100	
5.	peste 18 pînă la 30	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1 300	
6.	peste 30 pînă la 50	0,6	1,0	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1 000	1 600	
7.	peste 50 pînă la 80	0,8	1,2	2,0	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1 200	1 900	
8.	peste 80 pînă la 120	1,0	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1 400	2 200	
9.	peste 120 pînă la 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1 000	1 600	2 500	
10.	peste 180 pînă la 250	2,0	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1 150	1 850	2 900	
11.	peste 250 pînă la 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1 300	2 100	3 200	
12.	peste 315 pînă la 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1 400	2 300	3 600	
13.	peste 400 pînă la 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1 550	2 500	4 000	

Tabelul 6.5

Mărimile toleranțelor fundamentale IT6 ..., IT16 (după STAS 8101-68)

Simbolul toleranței fundamentale	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Valori, $\mu\text{m}$	10I	16I	25I	40I	64I	100I	160I	250I	400I	640I	1000I

Tabelul 6.6

Toleranțele fundamentale, în  $\mu\text{m}$  pentru dimensiuni peste 500 la 3 150 (după STAS 8108-68)

Nr. crt.	Simbolul toleranței fundamentale Intervale de dimensiuni	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
		Valori, $\mu\text{m}$						Valori, mm				
1.	peste 500 la 630	44	70	110	175	280	440	0,7	1,10	1,75	2,8	4,4
2.	peste 630 la 800	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2,0	3,2	5,0
3.	peste 800 la 1 000	56	90	140	230	360	560	0,9	1,40	2,3	3,6	5,6
4.	peste 1 000 la 1 250	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6
5.	peste 1 250 la 1 600	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5,0	7,8
6.	peste 1 600 la 2 000	92	150	230	370	600	920	1,50	2,3	3,7	6,0	9,2
7.	peste 2 000 la 2 500	110	175	280	440	700	1 100	1,75	2,8	4,4	7,0	11,0
8.	peste 2 500 la 3 150	135	210	330	540	860	1 350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5

descrescîndă a preciziei, respectiv în ordinea crescîndă a toleranței cu numerele 6 pînă la 16. Toleranța se calculează cu relația (6.4), obținîndu-se toleranțele fundamentale notate respectiv cu simbolurile IT6 pînă la IT16. Mărimile acestor toleranțe, în numere  $k$  de unități I, sînt date în tabelul 6.5, iar valorile toleranțelor fundamentale pentru toate intervalele de dimensiuni (diametre) peste 500 pînă la 3 150 mm și pentru toate cele 11 trepte de precizie sînt date în tabelul 6.6 [fără a mai fi necesar calculul cu ajutorul relației (6.4)].

**Caracteristica 4 — regimul de temperatură la control.** Valorile absolute efective sau abaterile efective ale dimensiunilor, determinate prin măsurare sau control, sînt considerate ca atare numai dacă, conform STAS și ISO, în timpul măsurării sau al controlului temperatura piesei care se măsoară, a mijlocului de măsurare și a mediului înconjurător este de  $20^\circ\text{C}$ . În funcție de importanța funcțională și de materialul piesei, de toleranța prescrisă la dimensiune, de felul și eroarea de indicație a mijlocului de măsurare etc., se admit abateri (în plus și în minus) de la temperatura de referință de  $20^\circ\text{C}$ , care, în mod obișnuit pot avea limite de la  $\pm 0,1^\circ\text{C}$  la  $\pm 1^\circ\text{C}$ . În cazuri mai deosebite, aceste abateri trebuie să fie sub  $0,1^\circ\text{C}$  sau pot ajunge la cîteva grade. Abaterile efective mai mari decît cele admise pot duce la apariția unor erori mari, cu consecințe grave, în determinarea dimensiunilor efective sau a abaterilor efective ale dimensiunilor. Cînd este necesar, fie se aplică diferite măsuri de asigurare a temperaturii de referință standardizate (de exemplu, termostatarea încăperilor și răcirea pieselor), fie se calculează erorile datorate diferenței față de temperatura de referință și se aplică corecțiile respective.



**Caracteristica 5 — ajustajele și simbolurile pieselor și ale ajustajelor.** După cum s-a arătat, piesele formează, prin asamblare, ajustaje corespunzătoare toleranțelor prescrise la dimensiuni și rolului funcțional prevăzut. Pentru aceasta, în sistemul ISO sînt prevăzute, pentru alezaje și arbori, cîte 28 de poziții ale cîmpului de toleranță față de linia zero; aceste poziții au ca simboluri litere mari A, B, C, ..., Z, ZA, ZB, ZC pentru alezaje și litere mici a, b, c, ..., z, za, zb, zc pentru arbori (tab. 6.7). Din motive lesne de înțeles, nu sînt folosite literele I, L, O, Q, W și respectiv i, l, o, q, w. Simbolul H aparține alezajului unitar ( $A_s=0$ ), iar simbolul h arborelui unitar ( $a_s=0$ ).

Tabelul 6.7

Simbolurile pozițiilor cîmpurilor de toleranță (după STAS 8100-68)

Alezaje	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	J <sub>s</sub>	J	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC
Arbori	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j <sub>s</sub>	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
dau ajus- taje	cu joc											intermediare					cu stringere											

Indiferent de precizie, pentru fiecare simbol literal și pentru fiecare interval de dimensiuni (diametre) nominale poziția cîmpului de toleranță este determinată de valoarea absolută și semnul abaterii limită fundamentale, care este abaterea limită cea mai apropiată de linia zero. Astfel, pentru arborii de la a la h (inclusiv), abaterea fundamentală este  $a_s$ ; pentru arborii j, (j simetric), la care toleranța este așezată simetric față de linia zero, amîndouă abaterile sînt egale, în valoare absolută, cu  $1/2 IT$ , dar cu semne diferite. Pentru arborii de la j la zc, abaterea fundamentală este  $a_i$ . Pentru alezajele de la A la H (inclusiv), abaterea fundamentală este  $A_s = -a_s$  ( $a_s$  fiind abaterea fundamentală a arborilor de la a la h), la alezajul J<sub>s</sub> toleranța este simetrică față de linia zero, iar pentru alezajele de la J la ZC, abaterea fundamentală este  $A_s = -a_i$  ( $a_i$  fiind abaterea fundamentală a arborilor de la j la zc).

Cealaltă abatere limită a arborilor, respectiv a alezajelor se calculează cu abaterea fundamentală și cu toleranța fundamentală, folosind relațiile cunoscute.

Față de cele stabilite mai înainte, în STAS sînt prevăzute următoarele excepții:

— pentru alezajele N, preciziile 9 ... 16, la dimensiuni peste 3 mm, abaterea fundamentală este  $A_s=0$ ;

— pentru alezajele K, L, M și N, preciziile 01, 0, 1 ... 8 și alezajele P ... ZC, preciziile 01, 0, 1 ... 7, la dimensiuni peste 3 mm, abaterea fundamentală  $A_s = -a_i \pm \Delta$ , în care  $\Delta = IT_n - IT_{n-1}$  este diferența dintre toleranța fundamentală a preciziei considerate și toleranța fundamentală a preciziei imediat mai fine.

Abaterile fundamentale ale cîmpurilor de toleranță variază de la un simbol la altul și de la un interval de dimensiuni la altul, indiferent de precizie, respectiv de mărimea toleranței.

Cîmpurile de toleranță care au simbolurile de la A la H și respectiv de la a la h dau, împreună cu cîmpul de toleranță al piesei unitare (arborele h și

respectiv alezajul H), ajustaje cu joc, deoarece în toate aceste cazuri câmpul de toleranță al alezajului se află complet deasupra câmpului de toleranță al arborelui, ceea ce înseamnă că diametrul minim al alezajului  $D_{min}$  este mai mare sau cel puțin egal cu diametrul maxim al arborelui  $d_{max}$  ( $D_{min} \geq d_{max}$ ).

Câmpurile de toleranță care au simbolurile de la J, la M și respectiv de la j, la m dau, împreună cu câmpul de toleranță al piesei unitare corespunzătoare, ajustaje intermediare.

Câmpurile de toleranță de la S la ZC, respectiv de la s la zc dau, împreună cu câmpul de toleranță al piesei unitare pereche, ajustaje cu strângere, deoarece câmpul de toleranță al alezajului se află complet sub câmpul de toleranță al arborelui ( $D_{max} < d_{min}$  respectiv  $A_s < a_i$ ).

Câmpurile de toleranță N, P și R, respectiv n, p și r dau, împreună cu câmpul de toleranță al piesei unitare pereche, ajustaje cu strângere la precizii mari (toleranțe mici) și ajustaje intermediare la precizii mici (toleranțe mari). Acest lucru este exemplificat cu ajustajele  $\phi 60 H7/p6$  (cu strângere — fig. 6.3, a) și  $\phi 60 H8/p7$  (intermediar — fig. 6.3, b).

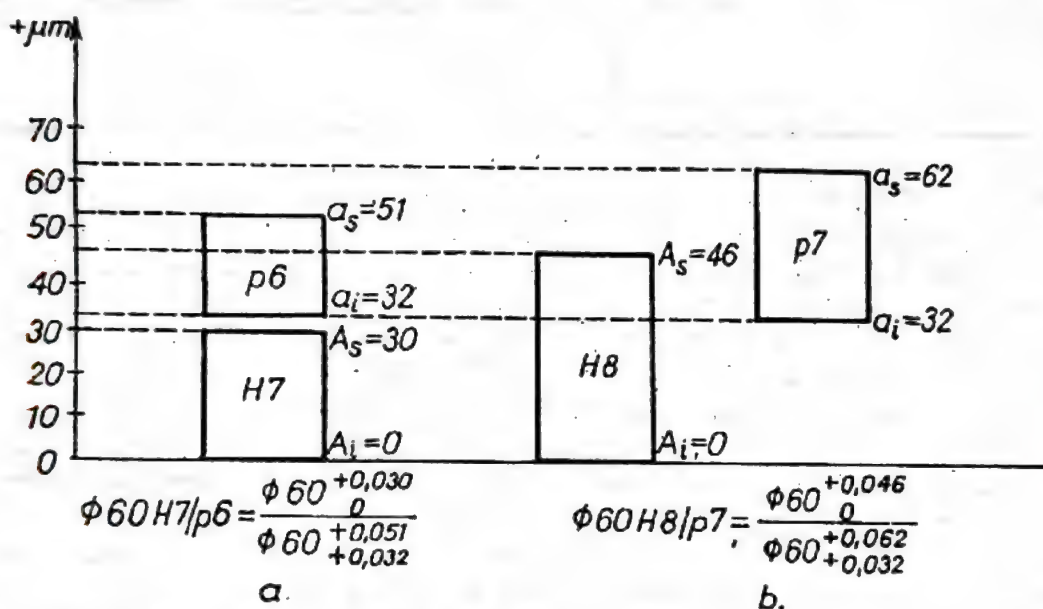


Fig. 6.3. Ajustajul H/p.

În figura 6.4 sunt prezentate principal, prin abaterile fundamentale, pozițiile câmpurilor de toleranță ale alezajelor de la A la ZC (fig. 6.4, a) și ale arborilor de la a la zc (fig. 6.4, b).

Pentru asigurarea interschimbabilității produselor și pentru raționalizarea fabricației și exploatarei sculelor și verificatoarelor fixe, pentru dimensiunile (diametrele) până la 500 mm ISO prevede câmpuri de toleranță preferențiale și ajustaje preferențiale, care acoperă, în marea majoritate a cazurilor, necesitățile practice. În acest scop, câmpurile de toleranță (simbolurile) preferențiale pentru alezaje și pentru arbori au fost clasificate în două șiruri: 1 și 2. Se recomandă să se aleagă, în primul rînd câmpuri de toleranță (simboluri) pentru alezaje și arbori din șirul 1, iar cînd acestea nu permit rezolvarea problemei, se vor alege câmpuri de toleranță (simboluri) dintre cele cuprinse în șirul 2. Dacă nici acestea nu satisfac, se vor alege câmpuri de toleranță (simboluri) dintre cele nepreferențiale.



Din combinarea cîmpurilor de toleranță (simbolurilor) preferențiale ale alezajelor cu cîmpurile de toleranță (simbolurile) preferențiale ale arborilor se obțin ajustaje preferențiale, care se consideră că reprezintă soluții optime pentru obținerea jocurilor și strîngerilor la asamblarea pieselor.

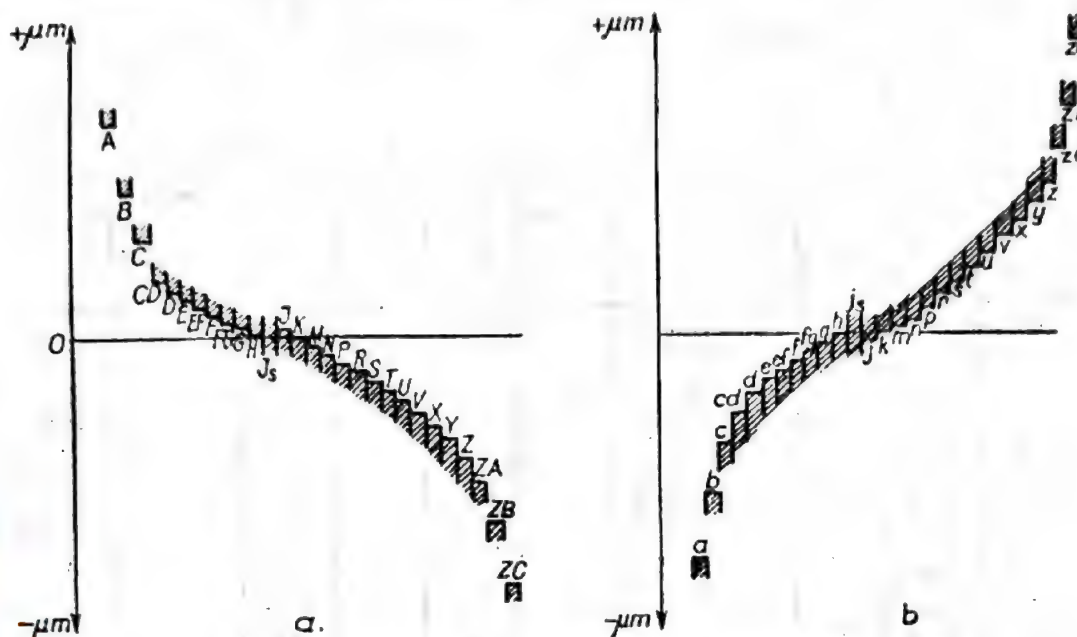


Fig. 6.4. Pozițiile cîmpurilor de toleranță.

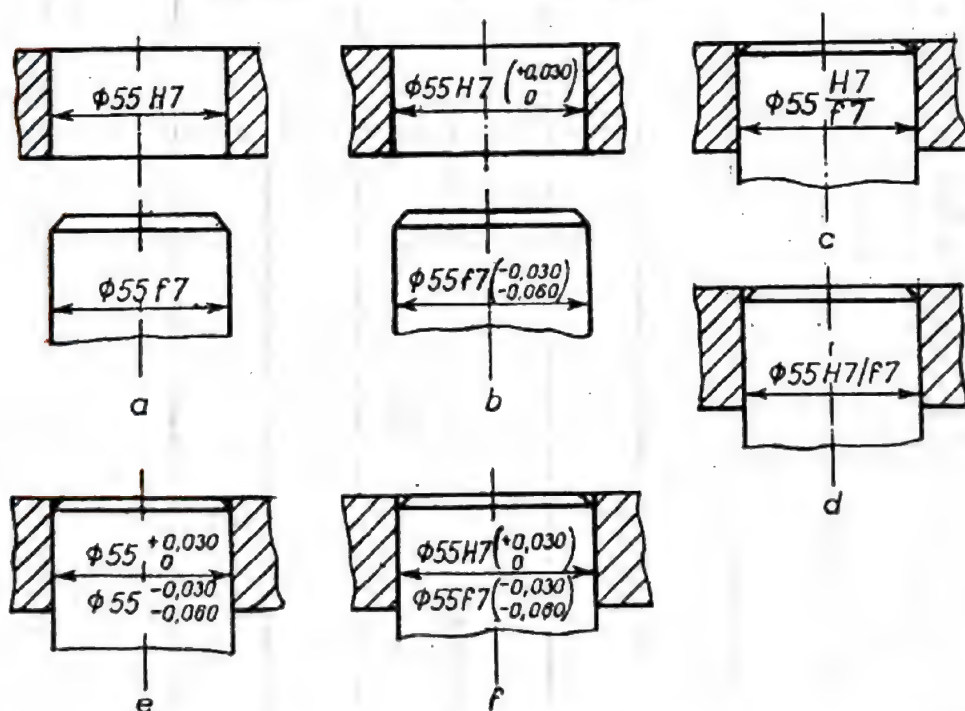


Fig. 6.5. Inscrierea pe desene a toleranțelor și ajustajelor în sistemul ISO.

În tabelul 6.8 sînt date simbolurile preferențiale ale alezajelor și arborilor, care formează ajustaje preferențiale în sistem alezaj unitar și respectiv în arbore unitar: simbolurile alezajelor și arborilor din șirul 1, care formează ajustaje preferențiale de gradul 1, sînt încadrate în chenar.

În tabelele 6.9—6.13 sint date valorile abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pieselor care formează ajustaje preferențiale ISO.

Înscrierea toleranțelor și ajustajelor pe desenele de execuție respectiv de ansamblu se poate face în diferite feluri, după următoarele reguli :

— după valoarea nominală a dimensiunii, se trece simbolul piesei, format din litera care indică poziția toleranței și cifra care reprezintă treapta de precizie (fig. 6.5, a), ;

*Tabelul 6.8* Ajustaje preferențiale (după STAS 8104-60 și 8105-60)

Sistem alezaj unitar						Sistem arbore unitar					
H6	[H7]	[H8]	H9	H10	[H11]	H12	[h6]	h7	[h8]	h9	[h11]
		a9			[a11] [b11]	b12					A11 B11
c8	d8	c9	d10	d10	c11 [d11]					D8	D11
e7	[e8]	c9						E7 F8			
f6	[f7]	[f8]	f9				G7				
g5	[g6]						F7				
h5	[h6]	h7	h9	h10	[h11]	h12	[H7]	[H8]	[H8]	H9	[H11]
j5	[j6]	j7					J7				
k5	[k6]	k7					K7				
m5	[m6]	m7					M7				
n5	[n6]	n7					N7				
p5	[p6]	p7					P7				
r5	[r6]	r7					R7				
s5	[s6]	s7					S7				
t5	t6										
u5	[u6]	u7					U7				
v5	[v6]										
x5	[x6]	x7					X7				
	[z6]	y7									
		z7					Z7				



Tabelul 6.9

Valori în  $\mu\text{m}$ , ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pieselor care formează ajustaje preferențiale în sistem alezaj unitar I16 (după STAS 8102-68 și 8103-68)

Dimensiuni nominale, mm	H6	e7	i6	g5	h5	j5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	15	u5	v5	x5
pînă la 3	0 +6 -24	-14 -24	-6 -12	-2 -6	0 -4	+2 -2	+4 0	+6 +2	+8 +4	+10 +6	+14 +10	+18 +14	-	+22 +18	-	+24 +20
peste 3 la 6	0 +8 -32	-20 -32	-10 -18	-4 -9	0 -5	+3 -2	+6 +1	+9 +4	+13 +8	+17 +12	+20 +15	+24 +19	-	+28 +23	-	+33 +28
peste 6 la 10	0 +9 -40	-25 -40	-13 -22	-5 -11	0 -6	+4 -2	+7 +1	+12 +6	+16 +10	+21 +15	+25 +19	+29 +23	-	+34 +28	-	+40 +34
peste 10 la 14	+11	-32	-16	-6	0	+5	+9	+15	+20	+26	+31	+36	-	+41	-	+53 +45
peste 14 la 18	0	-50	-27	-14	-8	-3	+1	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	+47 +39	+58 +50
peste 18 la 24	+13	-40	-20	-7	0	+5	+11	+17	+24	+31	+37	+44	-	+50 +41	+56 +47	+63 +54
peste 24 la 30	0	-61	-33	-16	-9	-4	+2	+8	+15	+22	+28	+35	+50 +41	+57 +48	+64 +55	+73 +64
peste 30 la 40	+16	-50	-25	-9	0	+6	+13	+20	+28	+37	+45	+54	+59 +48	+71 +60	+79 +68	+91 +80
peste 40 la 50	0	-75	-41	-20	-11	-5	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+65 +54	+81 +70	+92 +81	+108 +97
peste 50 la 65	+19	-60	-30	-10	0	+6	+15	+24	+33	+45	+54 +41	+66 +53	+79 +66	+100 +87	+115 +102	+135 +122
peste 65 la 80	0	-90	-49	-23	-13	-7	+2	+11	+20	+32	+56 +43	+72 +59	+88 +75	+115 +102	+133 +120	+159 +146

Tabelul 6.9 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm	H6	e7	f6	g5	h5	j5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	t5	u5	v5	zb
peste 80 la 100	+22	-72	-36	-12	0	+6	+18	+28	+38	+52	+66 +51	+86 +71	+106 +91	+139 +124	+161 +146	+193 +178
peste 100 la 120	0	-107	-58	-27	-15	-9	+3	+13	+23	+37	+69 +54	+94 +79	+119 +104	+159 +144	+187 +172	+225 +210
peste 120 la 140	+25	-85	-43	-14	0	+7	+21	+33	+45	+61	+81 +63	+110 +92	+140 +122	+188 +170	+220 +202	+266 +248
peste 140 la 160											+83 +65	+118 +100	+152 +134	+208 +190	+246 +228	+298 +280
peste 160 la 180	0	-125	-68	-32	-18	-11	+3	+15	+27	+43	+86 +68	+126 +108	+164 +146	+228 +210	+270 +252	328 +310
peste 180 la 200	+29	-100	-50	-15	0	+7	+24	+37	+51	+70	+97 +77	+142 +122	+186 +166	+256 +236	+304 +284	+370 +350
peste 200 la 225											+100 +80	+150 +130	+200 +180	+278 +258	+330 +310	+405 +385
peste 225 la 250	0	-146	-79	-35	-20	-13	+4	+17	+31	+50	+104 +84	+160 +140	+216 +196	+304 +284	+360 +340	+445 +425
peste 250 la 280	+32	-110	-56	-17	0	+7	+27	+43	+57	+79	+117 +94	+181 +158	+241 +218	+338 +315	+408 +385	+498 +475
peste 280 la 315	0	-162	-88	-40	-23	-16	+4	+20	+34	+56	+121 +98	+193 +170	+263 +240	+373 +350	+448 +425	+548 +525
peste 315 la 355	+36	-125	-62	-18	0	+7	+29	+46	+62	+87	+133 +108	+215 +190	+293 +268	+415 +390	+500 +475	+615 +590
peste 355 la 400	0	-182	-98	-43	-25	-18	+4	+21	+37	+62	+139 +114	+233 +208	+319 +294	+460 +435	+555 +530	+685 +660
peste 400 la 450	+40	-135	-68	-20	0	+7	+32	+50	+67	+95	+153 +126	+259 +232	+357 +330	+517 +490	+622 +595	+767 +740
peste 450 la 500	0	-198	-108	-47	-27	-20	+5	+23	+40	+68	+159 +132	+279 +252	+387 +360	+567 +540	+687 +660	+847 +820



- după valoarea nominală și simbolul cîmpului de toleranță, între paranteze se înscriu valorile, în mm, ale abaterilor limită (fig. 6.5, b);
- simbolul ajustajului este scris, după valoarea nominală a dimensiunii, sub formă de fracție: la numărător se scrie simbolul alezajului, iar la numitor simbolul arborelui (fig. 6.5, c); fracția poate fi scrisă și ca în figura 6.5, d;
- în locul simbolurilor, pot fi înscrise numai valorile abaterilor limită ale celor două piese (fig. 6.5, e);
- ajustajul se scrie sub formă de fracție, dar, atât la numărător, cât și la numitor, după valoarea nominală se scrie simbolul cîmpului de toleranță și, între paranteze, valorile abaterilor limită ale celor două piese (fig. 6.5, f)

### 6.3. SISTEMUL STAS DE TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE

În prezent, sistemul STAS de toleranțe și ajustaje pentru piesele și asamblările cilindrice lise, calibrele pieselor cilindrice lise, filetele metrice și ajustaje de montaj ale rulmenților se aplică numai la produsele a căror documentație tehnică (proiecte și procese tehnologice) a fost elaborată și aprobată înainte de 1 ianuarie 1969. Totodată, se recomandă ca, în cazul folosirii documentației vechi, toleranțele și ajustajele STAS să fie echivalate sau înlocuite cu toleranțe și ajustaje ISO.

Sistemul STAS prevede toleranțe și ajustaje separat pentru gamele de dimensiuni (diametre) nominale de la 1 la 500 mm și peste 500 la 10 000 mm.

Ca și sistemul ISO, sistemul STAS cuprinde ajustaje în sistem alezaj unitar și ajustaje în sistem arbore unitar; criteriile, pe baza cărora ajustajele se aleg într-un sistem sau altul, sînt aceleași. Toleranța la dimensiunea (diametrul) alezajului unitar se află deasupra liniei zero ( $D_{min}=N$  și  $A_s=0$ ), iar toleranța la dimensiunea (diametrul) arborelui unitar se află sub linia zero ( $d_{max}=N$  și  $a_s=0$ ).

Unitatea de toleranță se calculează cu relațiile:

- pentru dimensiuni (diametre) nominale de la 1 la 500 mm,

$$i_{STAS}=0,5 \sqrt[3]{D} [\mu m]; \quad (6.5)$$

- pentru dimensiuni (diametre) nominale peste 500 la 10 000 mm,

$$I_{STAS}=0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D [\mu m], \quad (6.6)$$

În care, sub radical, valoarea dimensiunii (diametrului)  $D$  se ia în mm.

Gama de dimensiuni (diametre) nominale de la 1 la 500 mm este împărțită în 12 intervale principale, iar gama de dimensiuni (diametre) nominale peste 500 la 10 000 mm în 13 intervale principale. Unitatea de toleranță se calculează pe baza valorii medii aritmetice a limitelor intervalului și este aceeași pentru toate dimensiunile (diametrele) nominale din intervalul respectiv.

Mărimile cîmpului de toleranță sînt stabilite, pentru construcțiile de mașini obișnuite, prin zece clase de precizie, notate cu cifre de la 1 la 10, în ordinea creșterii toleranței, respectiv în ordinea micșorării preciziei. În fiecare clasă de precizie, toleranța este egală cu un anumit număr de unități de toleranță, dar, în cadrul aceleiași clase de precizie, pot exista diferențe între mărimile toleranțelor pentru diferite ajustaje. Cele zece clase de precizie se împart în două grupe: 1—7 pentru dimensiunile (diametrele) suprafețelor de contact

Valori, în  $\mu\text{m}$ , ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pieselor care formează

Dimensiuni nominale, mm	$\overline{117}$	e8	d8	$\overline{c8}$	$\overline{17}$	f6	$\overline{g6}$	$\overline{h6}$	$\overline{j6}$
până la 3	0 +10	-60 -74	-20 -34	-14 -28	-6 -16	-6 -12	-2 -8	0 -6	+4 -2
peste 3 la 6	0 +12	-70 -88	-30 -48	-20 -38	-10 -22	-10 -18	-4 -12	0 -8	+6 -2
peste 6 la 10	0 +15	-80 -102	-40 -62	-25 -47	-13 -28	-13 -22	-5 -14	0 -9	+7 -2
peste 10 la 14	+18	-95	-50	-32	-16	-16	-6	0	+8
peste 14 la 18	0	-122	-77	-59	-34	-27	-17	-11	-3
peste 18 la 24	+21	-110	-65	-40	-20	-20	-7	0	+9
peste 24 la 30	0	-143	-98	-73	-41	-33	-20	-13	-4
peste 30 la 40	+25	-120 -159	-80	-50	-25	-25	-9	0	+11
peste 40 la 50	0	-130 -169	-119	-89	-50	-41	-25	-16	-5
peste 50 la 65	+30	-140 -186	-100	-60	-30	-30	-10	0	+12
peste 65 la 80	0	-150 -196	-146	-106	-60	-49	-29	-19	-7
peste 80 la 100	+35	-170 -224	-120	-72	-36	-36	-12	0	+13
peste 100 la 120	0	-180 -234	-174	-126	-71	-58	-34	-22	-9
peste 120 la 140	+40	-200 -263	-145	-85	-43	-43	-14	0	+14
peste 140 la 160	0	-210 -273	-208	-148	-83	-68	-39	-25	-11
peste 160 la 180	+46	-230 -293	-170	-100	-50	-50	-15	0	+16
peste 180 la 200	0	-260 -332	-242	-172	-96	-79	-44	-29	-13
peste 200 la 225	+52	-280 -352	-190	-110	-56	-56	-17	0	+16
peste 225 la 250	0	-330 -411	-271	-191	-108	-88	-49	-32	-16
peste 250 la 280	+57	-360 -449	-210	-125	-62	-62	-18	0	+18
peste 280 la 315	0	-400 -489	-299	-214	-119	-98	-54	-36	-18
peste 315 la 355	+63	-440 -537	-230	-135	-68	-68	-20	0	+20
peste 355 la 400	0	-480 -577	-327	-232	-131	-108	-60	-40	-20
peste 400 la 450									
peste 450 la 500									



[k6]	[m6]	[n6]	[p6]	[r6]	[s6]	t6	[u6]	v6	[x6]	y6	[z6]
+6 0	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	—	+24 +18	—	+26 +20	—	+32 +26
+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	—	+31 +23	—	+36 +28	—	+43 +35
+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	—	+37 +28	—	+43 +34	—	+51 +42
+12	+18	+23	+29	+34	+39	—	+44	—	+51 +40	—	+61 +50
+1	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	+50 +39	+56 +45	—	+71 +60
+15	+21	+28	+35	+41	+48	—	+54 +41	+60 +47	+67 +54	+76 +63	+86 +73
+2	+8	+15	+22	+28	+35	+54 +41	+61 +48	+68 +55	+77 +64	+88 +75	+101 +88
+18	+25	+33	+42	+50	+59	+64 +48	+76 +60	+84 +68	+96 +80	+110 +94	+128 +112
+2	+9	+17	+26	+34	+43	+70 +54	+86 +70	+97 +81	+113 +97	+130 +114	+152 +136
+21	+30	+39	+51	+60 +41	+72 +53	+85 +66	+106 +87	+121 +102	+141 +122	+163 +144	+191 +172
+2	+11	+20	+32	+43	+59	+94 +75	+121 +102	+139 +120	+165 +146	+193 +174	+229 +210
+25	+35	+45	+59	+73 +51	+93 +71	+113 +91	+146 +124	+168 +146	+200 +178	+236 +214	+280 +258
+3	+13	+23	+37	+76 +54	+101 +79	+126 +104	+166 +144	+194 +172	+232 +210	+276 +254	+332 +310
+28	+40	+52	+68	+88 +63	+117 +92	+147 +122	+195 +170	+227 +202	+273 +248	+325 +300	+390 +365
				+90 +65	+125 +100	+159 +134	+215 +190	+253 +228	+305 +280	+365 +340	+440 +415
+3	+15	+27	+43	+93 +68	+133 +108	+171 +146	+235 +210	+277 +252	+335 +310	+405 +380	+490 +465
+33	+46	+60	+79	+106 +77	+151 +122	+195 +166	+265 +236	+313 +284	+379 +350	+454 +425	+549 +520
				+109 +80	+159 +130	+209 +180	+287 +258	+339 +310	+414 +385	+499 +470	+604 +575
+4	+17	+31	+50	+113 +84	+169 +140	+225 +196	+313 +284	+369 +340	+454 +425	+549 +520	+669 +640
+36	+52	+66	+88	+126 +94	+190 +158	+250 +218	+347 +315	+417 +385	+507 +475	+612 +580	+742 +710
+4	+20	+34	+56	+130 +98	+202 +170	+272 +240	+382 +350	+457 +425	+557 +525	+682 +650	+822 +790
+40	+57	+73	+98	+144 +108	+226 +190	+304 +268	+426 +390	+511 +475	+626 +590	+766 +730	+936 +900
				+150 +114	+244 +208	+330 +294	+471 +435	+566 +530	+696 +660	+856 +820	+1 036 +1 000
+45	+63	+80	+108	+166 +126	+272 +232	+370 +330	+530 +490	+635 +595	+780 +740	+960 +920	+1 140 +1 100
+5	+23	+40	+68	+172 +132	+292 +252	+400 +360	+580 +540	+700 +660	+860 +820	+1 040 +1 000	+1 290 +1 250

Valori, în  $\mu\text{m}$ , ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pieselor care

Dimensiuni nominale, mm	$\overline{[11]}$	a9	b9	c9	$\overline{[d9]}$	e9	$\overline{[f8]}$	$\overline{[h8]}$
până la 3	0	+14	-270	-140	-60	-20	-14	-6
			-295	-105	-85	-45	-39	-20
peste 3 la 6	0	+18	-270	-140	-70	-30	-20	-10
			-300	-170	-100	-60	-50	-28
peste 6 la 10	0	+22	-280	-150	-80	-40	-25	-13
			-310	-186	-116	-76	-61	-35
peste 10 la 14		+27	-290	-150	-95	-50	-32	-16
								0
peste 14 la 18	0		-333	-193	-138	-93	-75	-43
peste 18 la 24		+33	-300	-160	-110	-65	-40	-20
								0
peste 24 la 30	0		-352	-212	-162	-117	-92	-53
peste 30 la 40		+39	-310	-170	-120	-80	-50	-25
			-372	-232	-182			0
peste 40 la 50	0		-320	-180	-130			
			-382	-242	-192	-142	-112	-64
peste 50 la 65		+46	-340	-190	-140	-100	-60	-30
			-414	-264	-214			0
peste 65 la 80	0		-360	-200	-150			
			-434	-274	-224	-174	-134	-76
peste 80 la 100		+54	-380	-220	-170	-120	-72	-36
			-467	-307	-257			0
peste 100 la 120	0		-410	-240	-180			
			-497	-327	-267	-207	-159	-90
peste 120 la 140		+63	-460	-260	-200	-145	-85	-43
			-560	-360	-300			0
peste 140 la 160			-520	-280	-210			
			-620	-380	-310			
peste 160 la 180	0		-580	-310	-230			
			-680	-410	-330	-245	-185	-106
peste 180 la 200		+72	-660	-340	-240	-170	-100	-50
			-775	-455	-355			0
peste 200 la 225			-740	-380	-260			
			-855	-495	-375			
peste 225 la 250	0		-820	-420	-280			
			-935	-535	-395	-285	-215	-122
peste 250 la 280		+81	-920	-480	-300	-190	-110	-56
			-1 050	-610	-430			0
peste 280 la 315	0		-1 050	-540	-330			
			-1 180	-670	-460	-320	-240	-137
peste 315 la 355		+89	-1200	-600	-360	-210	-125	-62
			-1 340	-740	-500			0
peste 355 la 400	0		-1 350	-680	-400			
			-1 490	-820	-540	-350	-265	-151
peste 400 la 450		+97	-1 500	-760	-440	-230	-135	-68
			-1 655	-915	-595			0
peste 450 la 500	0		-1 650	-840	-480			
			-1805	-995	-635	-385	-290	-165
								-97



h7	j7	k7	m7	n7	p7	r7	s7	u7	x7	y7	z7
0	+6	+10	—	+14	+16	+20	+24	+28	+30	—	+36
-10	-4	0	—	+4	+6	+10	+14	+18	+20	—	+26
0	+8	+13	+16	+20	+24	+27	+31	+35	+40	—	+47
-12	-4	+1	+4	+8	+12	+15	+19	+23	+28	—	+35
0	+10	+16	+21	+25	+30	+34	+38	+43	+49	—	+57
-15	-5	+1	+6	+10	+15	+19	+23	+28	+34	—	+42
0	+12	+19	+25	+30	+36	+41	+46	+51	+58	—	+68
									+40	—	+50
-18	-6	+1	+7	+12	+18	+23	+28	+33	+45	—	+78
0	+13	+23	+29	+36	+43	+49	+56	+62	+75	+84	+94
								+41	+54	+63	+73
-21	-8	+2	+8	+15	+22	+28	+35	+48	+64	+98	+109
0	+15	+27	+34	+42	+51	+59	+68	+85	+105	+119	+137
								+60	+80	+94	+112
-25	-10	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+70	+122	+139	+161
0	+18	+32	+41	+50	+62	+71	+83	+117	+152	+174	+202
						+41	+53	+87	+122	+144	+172
-30	-12	+2	+11	+20	+32	+43	+59	+102	+176	+204	+240
0	+20	+38	+48	+58	+72	+86	+106	+159	+213	+249	+293
						+51	+71	+124	+178	+214	+258
-35	-15	+3	+13	+23	+37	+54	+79	+144	+245	+289	+345
0	+22	+43	+55	+67	+83	+103	+132	+210	+288	+340	+405
						+63	+92	+170	+248	+300	+365
						+105	+140	+230	+320	+380	+455
						+65	+100	+190	+280	+340	+415
-40	-18	+3	+15	+27	+43	+68	+108	+210	+350	+420	+505
0	+25	+50	+63	+77	+96	+123	+168	+282	+396	+471	+566
						+77	+122	+236	+350	+425	+520
						+126	+176	+304	+431	+516	+621
						+80	+130	+258	+385	+470	+575
-46	-21	+4	+17	+31	+50	+84	+140	+284	+425	+520	+640
0	+26	+56	+72	+86	+108	+146	+210	+367	+527	+632	+762
						+94	+158	+315	+475	+580	+710
						+150	+222	+402	+577	+702	+842
-52	-26	+4	+20	+34	+56	+98	+170	+350	+525	+650	+790
0	+29	+61	+78	+94	+119	+165	+247	+447	+647	+787	+957
						+108	+190	+390	+590	+730	+900
						+171	+265	+492	+717	+877	+1 057
-57	-28	+4	+21	+37	+62	+114	+208	+435	+660	+820	+1 000
0	+31	+68	+86	+103	+131	+189	+295	+553	+803	+983	+1 163
						+126	+232	+490	+740	+920	+1 100
						+195	+315	+603	+883	+1 083	+1 313
-63	-32	+5	+23	+40	+68	+132	+252	+540	+820	+1 000	+1 250

Valorile, în m,  $\mu$  ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele)  
unitar H 9, H 10, H 11 și

Dimensiuni nominale, mm	H9	d10	f9	h9	H10	d10	h10	[H11]	[h11]
până la 3	0 +25	-20	-6	0	0 +40	-20	0	+60	-270
	0	-60	-31	-25	0	-60	-40	0	-330
peste 3 la 6	0 +30	-30	-10	0	0 +48	-30	0	+75	-270
	0	-78	-40	-30	0	-78	-48	0	-345
peste 6 la 10	0 +36	-40	-13	0	0 +58	-40	0	+90	-280
	0	-98	-49	-36	0	-98	-58	0	-370
peste 10 la 14	0 +43	-50	-16	0	0 +70	-50	0	+110	-290
peste 14 la 18	0	-120	-59	-43	0	-129	-70	0	-400
peste 18 la 24	0 +52	-65	-20	0	0 +84	-65	0	+130	-300
peste 24 la 30	0	-149	-72	-52	0	-149	-84	0	-430
peste 30 la 40	0 +62	-80	-25	0	0 +100	-80	0	+160	-310
									-470
peste 40 la 50	0	-180	-87	-62	0	-180	-100	0	-320
peste 50 la 65	0 +74	-100	-30	0	0 +120	-100	0	+190	-480
									-530
peste 65 la 80	0	-220	-104	-74	0	-220	-120	0	-360
peste 80 la 100	0 +87	-120	-36	0	0 +140	-120	0	+220	-550
									-600
peste 100 la 120	0	-260	-123	-87	0	-260	-140	0	-410
peste 120 la 140	0 +100	-145	-43	0	0 +160	-145	0	+250	-630
									-460
peste 140 la 160									-710
									-520
peste 160 la 180	0	-305	-143	-100	0	-305	-160	0	-770
peste 180 la 200	0 +115	-170	-50	0	0 +185	-170	0	+290	-580
									-830
peste 200 la 225									-660
peste 225 la 250	0	-355	-165	-115	0	-355	-185	0	-950
									-740
peste 250 la 280	0 +130	-190	-56	0	0 +210	-190	0	+320	-1030
									-820
peste 280 la 315	0	-400	-186	-130	0	-400	-210	0	-1110
peste 315 la 355	0 +140	-210	-62	0	0 +230	-210	0	+360	-920
									-1240
peste 355 la 400	0	-440	-202	-140	0	-440	-230	0	-1050
peste 400 la 450	0 +155	-230	-68	0	0 +250	-230	0	+400	-1370
									-1200
peste 450 la 500	0	-480	-223	-155	0	-480	-250	0	-1560
									-1350
									-1710
									-1500
									-1900
									-1650
									-2050



pieselor care formează ajustaje preferențiale în sistem aleza]

H 12 (după STAS 8102-62 și 8103-68)

<u>b11</u>	c11	<u>d11</u>	<u>h11</u>	H12	b12	h12
-140	-60	-20	0	+100	-140	0
-200	-120	-80	-60	0	-240	-100
-140	-70	-30	0	+120	-140	0
-215	-145	-105	-75	0	-260	-120
-150	-80	-40	0	+150	-150	0
-240	-170	-130	-90	0	-300	-150
-150	-95	-50	0	+180	-150	0
-260	-205	-160	-110	0	-330	-180
-160	-110	-65	0	+210	-160	0
-290	-240	-195	-130	0	-370	-210
-170	-120	-80	0	+250	-170	0
-330	-280				-420	
-180	-130				-180	
-340	-290	-240	-160	0	-430	-250
-190	-140	-100	0	+300	-190	0
-380	-330				-490	
-200	-150				-200	
-390	-340	-290	-190	0	-500	-300
-220	-170	-120	0	+350	-220	0
-440	-390				-570	
-240	-180				-240	
-460	-400	-340	-220	0	-590	-350
-260	-200				-260	0
-510	-450	-145	0	+400	-660	
-280	-210				-280	
-530	-460				-680	
-310	-230				-310	
-560	-480	-395	-250	0	-710	-400
-340	-240				-340	0
-630	-530	-170	0	+460	-800	
-380	-260				-380	
-670	-550				-840	
-420	-280				-420	
-710	-570	-460	-290	0	-880	-460
-480	-300	-190	0	+520	-480	0
-800	-620				-1000	
-540	-330				-540	
-860	-650	-510	-320	0	-1060	-520
-600	-360	-210	0	+570	-600	0
-960	-720				-1170	
-680	-400				-680	
-1 040	-760	-570	-360	0	-1250	-570
-760	-440	-230	0	+630	-760	0
-1 160	-840				-1390	
-840	-480				-840	
-1 240	-880	-630	-400	0	-1470	-630

Valori, în  $\mu\text{m}$ , ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pleselor care formează

Dimensiuni nominale, mm	$\overline{h6}$	G7	$\overline{H7}$	J7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	U7	X7	Z7
până la 3	0 -6	+12 +2	+10 0	+4 -6	0 -10	-2 -12	-4 -14	-6 -16	-10 -20	-14 -24	-18 -28	-20 -30	-26 -36
peste 3 la 6	0 -8	+16 +4	+12 0	+6 -6	+3 -9	0 -12	-4 -16	-8 -20	-11 -23	-15 -27	-19 -31	-24 -36	-31 -43
peste 6 la 10	0 -9	+20 +5	+15 0	+8 -7	+5 -10	0 -15	-4 -19	-9 -24	-13 -28	-17 -32	-22 -37	-28 -43	-36 -51
peste 10 la 14	0	+24	+18	+10	+6	0	-5	-11	-16	-21	-26	-33	-43
												-51	-61
peste 14 la 18	-11	+6	0	-8	-12	-18	-23	-29	-34	-39	-44	-56	-71
peste 18 la 24	0	+28	+21	+12	+6	0	-7	-14	-20	-27	-33	-46	-65
											-54	-67	-86
peste 24 la 30	-13	+7	0	-9	-15	-21	-28	-35	-41	-48	-56	-80	
peste 30 la 40	0	+34	+25	+14	+7	0	-8	-17	-25	-34	-61	-77	-101
											-76	-96	-128
peste 40 la 50	-16	+9	0	-11	-18	-25	-33	-42	-50	-59	-86	-113	-152
peste 50 la 65	0	+40	+30	+18	+9	0	-9	-21	-30	-42	-76	-111	-161
									-60	-72	-106	-141	-191
peste 65 la 80	-19	+10	0	-12	-21	-30	-39	-51	-62	-78	-91	-135	-199
peste 80 la 100	0	+47	+35	+22	+10	0	-10	-24	-38	-58	-111	-165	-229
									-73	-93	-146	-200	-280
peste 100 la 120	-22	+12	0	-13	-25	-35	-45	-59	-76	-101	-131	-197	-297
peste 120 la 140	0	+54	+40	+26	+12	0	-12	-28	-48	-77	-155	-233	-350
									-88	-117	-195	-273	-390
peste 140 la 160									-50	-85	-175	-265	-400
									-90	-125	-215	-305	-440
peste 160 la 180	-25	+14	0	-14	-28	-40	-52	-68	-93	-133	-195	-295	-450
peste 180 la 200	0	+61	+46	+30	+13	0	-14	-33	-60	-105	-219	-333	-503
									-106	-151	-265	-379	-549
peste 200 la 225									-63	-113	-241	-368	-558
									-109	-159	-287	-414	-604
peste 225 la 250	-29	+15	0	-16	-33	-46	-60	-79	-113	-169	-267	-408	-623
peste 250 la 280	0	+69	+52	+36	+16	0	-14	-36	-74	-138	-295	-455	-690
									-126	-190	-347	-507	-742
peste 280 la 315	-32	+17	0	-16	-36	-52	-66	-88	-130	-202	-330	-505	-770
peste 315 la 355	0	+75	+57	+39	+17	0	-16	-41	-87	-169	-369	-569	-879
									-144	-226	-426	-626	-936
peste 355 la 400	-36	+18	0	-18	-40	-57	-73	-98	-150	-244	-471	-696	-1036
peste 400 la 450	0	+83	+63	+43	-18	0	-17	-45	-103	-209	-467	-717	-1077
									-106	-272	-530	-780	-1140
peste 450 la 500	-40	+20	0	-20	-45	-63	-80	-108	-172	-292	-580	-860	-1290



ajustaje preferențiale în sistem arbore unitar (după STAS 8102-68 și 8103-68) Tabelul 6.13

h7	F7	<u>I18</u>	<u>h8</u>	E7	F8	I18	h9	D8	H9	<u>h11</u>	A11	B11	D11	<u>H11</u>
0	+16	+14	0	+24	+20	+14	0	+34	+25	0	+330	+200	+80	0
-10	+6	0	-14	+14	+6	0	-25	+20	0	-60	+270	+140	+20	+60
0	+22	+18	0	+32	+28	+18	0	+48	+30	0	+345	+215	+105	0
-12	+10	0	-18	+20	+10	0	-30	+30	0	-75	+270	+140	+30	+75
0	+28	+22	0	+40	+35	+22	0	+62	+36	0	+370	+240	+130	0
-15	+13	0	-22	+25	+13	0	-36	+40	0	-90	+280	+150	+40	+90
0	+34	+27	0	+50	+43	+27	0	+77	+43	0	+400	+260	+160	0
														+110
-18	+16	0	-27	+32	+16	0	-43	+50	0	-110	+290	+150	+50	0
0	+41	+33	0	+61	+53	+33	0	+98	+52	0	+430	+290	+195	+130
-21	+20	0	-33	+40	+20	0	-52	+65	0	-130	+300	+160	+65	0
0	+50	+39	0	+75	+64	+39	0	+119	+62	0	+470	+330	+240	+166
											+310	+170		
-25	+25	0	-39	+50	+25	0	-62	+80	0	-160	+480	+340		0
0	+60	+46	0	+90	+76	+46	0	+146	+74	0	+320	+180	+80	0
											+530	+380	+290	+190
											+340	+190		
-30	+30	0	-46	+60	+30	0	-74	+100	0	-190	+550	+390		0
0	+71	+54	0	+107	+90	+54	0	+174	+87	0	+360	+200	+100	0
											+600	+440	+340	+220
											+380	+220		
-35	+36	0	-54	+72	+36	0	-87	+120	0	-220	+630	+460		0
0											+410	+240	+120	0
											+710	+510		
											+460	+260	+395	+250
											+770	+530		
											+520	+280		
-40	+43	0	-63	+85	+43	0	-100	+145	0	-250	+830	+560		0
0	+96	+72	0	+146	+122	+72	0	+242	+115	0	+580	+310	+145	0
											+950	+630	+460	+290
											+660	+340		
											+1030	+670		
											+740	+380		
-46	+50	0	-72	+100	+50	0	-115	+170	0	-290	+1110	+710		0
0	+108	+81	0	+162	+137	+81	0	+271	+130	0	+820	+420	+170	0
											+1240	+800	+510	+320
											+920	+480		
-52	+56	0	-81	+110	+56	0	-130	+190	0	-320	+1370	+860		0
0	+119	+89	0	+182	+151	+89	0	+299	+140	0	+1050	+540	+190	0
											+1560	+960	+570	+360
											+1200	+600		
-57	+62	0	-89	+125	+62	0	-140	+210	0	+360	+1710	+1040		0
0	+131	+97	0	+198	+165	+97	0	+327	+155	0	+1350	+680	+210	0
											+1900	+1160	+630	+400
											+1500	+760		
-63	+68	0	-97	+135	+68	0	-155	+230	0	-400	+2050	+1240		0
											+1650	+840	+230	0

care formează ajustaje și clasele 8, 9 și 10 pentru dimensiunile (diametrele) suprafețelor libere (care nu vin în contact funcțional cu alte suprafețe și, deci, nu formează ajustaje).

În sistemul STAS, ajustajele sînt clasificate în trei grupe distincte : cu joc, intermediare și cu strîngere, fiecare grupă cuprinzînd cîteva ajustaje. Alezajul unitar are simbolul *JE* urmat de cifra care reprezintă clasa de precizie, iar arborele unitar are simbolul *je* urmat, de asemenea, de cifra clasei de precizie. În funcție de poziția cîmpului de toleranță față de linia zero și de ajustajul care rezultă, simbolul fiecărei piese neunitare este format din două litere mari pentru alezaje și din două litere mici pentru arbori : prima literă indică grupa de ajustaje (*J* sau *j* pentru joc, *T* sau *t* pentru intermediar și *S* sau *s* pentru strîngere), iar a doua literă (*A*, *B* etc. pentru alezaje, respectiv *a*, *b* etc. pentru arbori, în ordinea descreșterii jocului sau a creșterii strîngerii) indică ajustajul din grupă pe care piesa respectivă îl formează cu piesa unitară pereche. Simbolul literar este urmat, evident, de cifra care arată clasa de precizie.

În tabelul 6.14 sînt date denumirile ajustajelor și simbolurile pieselor neunitare respective. Acestea trebuie să fie interpretate în felul următor : de exemplu, *JC* este simbolul alezajelor, care, împreună cu arborii unitari *je*, dau

Tabelul 6 14

Denumirea ajustajelor și simbolurile pieselor în sistemul STAS

Grupe de ajustaje	Denumirea ajustajelor	Simbolul	
		alezajului	arborelui
Ajustaje cu joc	Larg special	—	ja
	Foarte larg	JA	ja
	Larg	JB	jb
	Liber	JC	jc
	Semiliber	JD	jd
	Alunecător	JE	je
Ajustaje intermediare	Cu frecare	TA	ta
	Aderent	TB	tb
	Forțat	TC	tc
	Blocat	TD	td
Ajustaje cu strîngere	Presat ușor	SA	sa
	Presat	SB	sb
	Presat la cald	SC	sc
	Speciale	SU	su
		SV	sv
		SX	sx

un ajustaj cu joc liber ; *tb* este simbolul arborilor, care, împreună cu alezajele *JE*, dau un ajustaj intermediar aderent ; *SA* este simbolul alezajelor, care, împreună cu arborii unitari *je*, dau un ajustaj cu strîngere presat ușor etc.

Pe desenele de execuție și de ansamblu, toleranțele și ajustajele din sistemul STAS se înscriu aproximativ în același mod ca și cele din sistemul ISO.



## 6.4. INDICAȚII CU PRIVIRE LA ALEGEREA PRECIZIEI ȘI A AJUSTAJELOR

Avînd o foarte mare importanță din punct de vedere tehnic, funcțional și economic, precizia de execuție a pieselor și ajustajele se stabilesc și se aleg în concordanță cu posibilitățile de realizare, cu economicitatea prelucrării și asamblării, cu parametrii funcționali impuși de condițiile de funcționare și exploatare și cu alți factori.

Fiecare caz concret trebuie analizat cu cea mai mare atenție astfel încît, odată fixate, precizia și ajustajul respectiv să poată fi realizate cît mai ușor și mai economic și să asigure o funcționare optimă a pieselor și a ansamblului la parametrii prevăzuți și în condițiile de exploatare date. În același timp, precizia și ajustajul alese trebuie să corespundă condițiilor de fiabilitate a produselor, respectiv trebuie să se asigure o funcționare optimă într-o anumită perioadă de timp prestabilită.

În cele ce urmează, se dau unele indicații orientative cu privire la alegerea preciziei și a ajustajelor preferențiale din sistemul JSO.

### 6.4.1. AJUSTAJE CU JOC

Ajustajele cu joc se utilizează în următoarele cazuri: cînd piesele asamblate execută, una față de alta în timpul funcționării, o mișcare de rotație sau de translație, mai mult sau mai puțin rapidă; cînd între piesele asamblate au loc deplasări relativ lente; cînd piesele se montează și se demontează des sau se înlocuiesc frecvent. Mărimea toleranțelor la dimensiuni (precizia dimensională) și mărimea jocurilor în asamblare depind, în principal, de mărimea și caracterul solicitărilor, de viteza de rotație sau de deplasare a unei piese față de cealaltă, de durata mișcării de rotație sau a deplasării, de lungimea asamblării, de regimul de temperatură, de caracteristicile mediului în care funcționează asamblarea etc.

*Ajustajele cu joc minim egal cu zero, joc probabil foarte mic:* H6/h5,  $\overline{\text{H7/h6}}$ , H8/h7,  $\overline{\text{H8/h8}}$ , H9/h9, H10/h10,  $\overline{\text{H11/h11}}$  și H12/h12 (cele din chenar sînt ajustaje preferențiale de gradul 1, formate din alezaje și arbori din șirul 1) se recomandă a fi folosite astfel: primele patru ajustaje — la asamblări fixe cu poziționare precisă a pieselor și cu posibilități de montare și demontare ușoare și frecvente, de exemplu, la montarea roților de transmisie (fig. 6.6), la montarea axului pinolei în păpușa mobilă a mașinilor-unelte etc.; ultimele cinci ajustaje — în locul unor ajustaje intermediare de precizie mai mică, de exemplu, la montarea capului bieiei în locașul bieiei (fig. 6.7), la montarea excentricului pe arborele pompei cu excentric etc.; primele trei ajustaje — la asamblări mobile cu centrare și ghidare foarte precise, de exemplu, la supapele cu arc, la articulațiile unor mecanisme de mașini și aparate de precizie înaltă etc.; la asamblarea în șir a mai multor roți dințate pe un arbore în cutiile de viteze (fig. 6.8); la asamblări mobile cu centrare bună și cu deplasări lente, de exemplu, la asamblarea piston-cilindru în mașinile pneumatice, la asamblarea colierului excentricului în presele cu excentric, la asamblarea armăturilor (fig. 6.9) etc.

**Ajustajele cu jocuri foarte mici :**  $H6/g5$ ,  $[H7/g6]$  și  $G7/h6$  se utilizează : la asamblările mobile din mecanismele de precizie înaltă cu solicitări reduse, de exemplu, la asamblarea axelor principale ale strungurilor mici de precizie înaltă, la capetele divizoare, la asamblarea ventilelor și cuplajelor mecanismelor

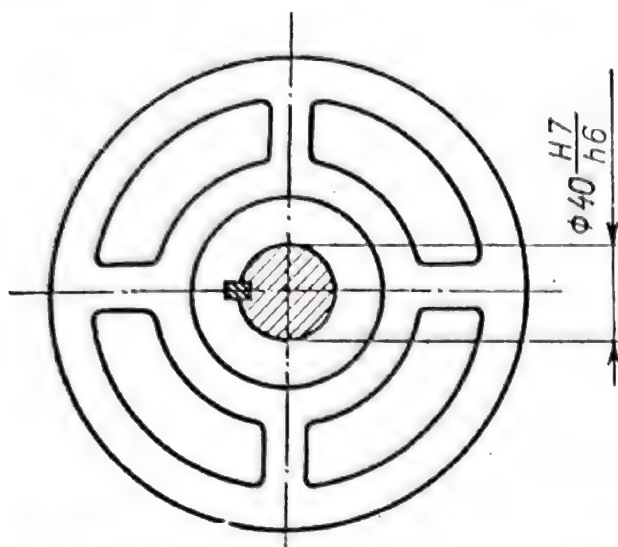


Fig. 6.6. Ajustaj cu joc minim zero la montarea roților de transmisie.

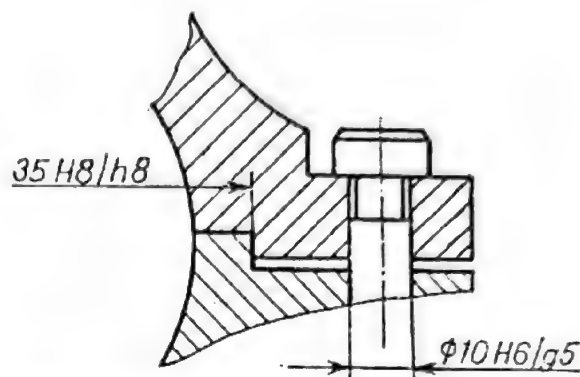


Fig. 6.7. Ajustaj cu joc minim zed (35 H8/h8) și ajustaj cu jocuri foarte mici ( $\varnothing 10 H6/g5$ ) la montarea capului bieii.

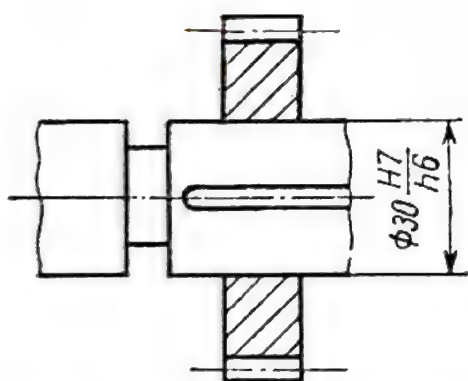


Fig. 6.8. Ajustaj cu joc minim zero la montarea roților dințate pe un arbore.

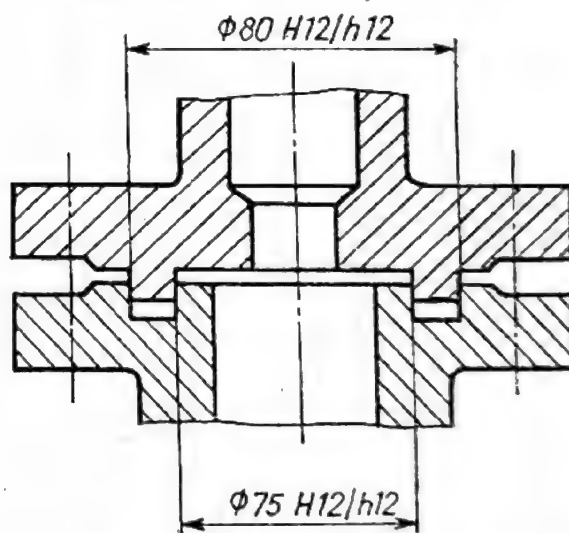


Fig. 6.9. Ajustaje cu joc minim zero la asamblarea armăturilor.

de precizie etc. ; la asamblările fixe de poziționare, de exemplu, la asamblarea știfturilor de centrare în dispozitive, carcase și corpuri, la șurubul capului de bielă (v. fig. 6.7), la montarea bușelor de ghidare în dispozitivele de găurit (fig. 6.10) etc.

**Ajustajele cu jocuri mici :**  $H6/f6$ ,  $H7/f6$ ,  $[H7/f7]$ ,  $[H8/f8]$ ,  $H9/f9$ ,  $F7/h7$  și  $F8/h8$  se folosesc foarte frecvent la asamblările mobile în construcția de mașini, de exemplu, la arbori în lagărele de fricțiune cu ungere normală și cu funcționare la temperaturi nu prea mari, la mecanismele mijlocii și ușoare,



la tije de tacheți în ghidaje, la bolțurile din manivelă, la roțile dințate libere pe arbori, la montarea suportului port-cuțit pe sania strungului (fig. 6.11) etc.

**Ajustajele cu jocuri mijlocii :**  $H6/e7$ ,  $[H7/e8]$ ,  $H8/e9$  și  $E7/h8$  se recomandă a fi folosite la asamblări scurte, care funcționează cu turații mari sau la asamblări de lungime mare care funcționează cu turații mici și mijlocii, ca, de exemplu, la arborii în lagăre de fricțiune mult distanțate între ele, la arborii în mai mult de două lagăre, la arborii cotiți și la arborii de distribuție în lagărele lor, la lagărele turbogeneratoarelor etc.

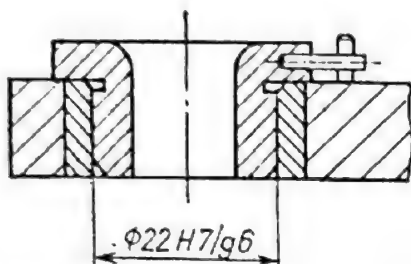


Fig. 6.10. Ajustaj cu jocuri foarte mici la montarea bușelor de ghidare.

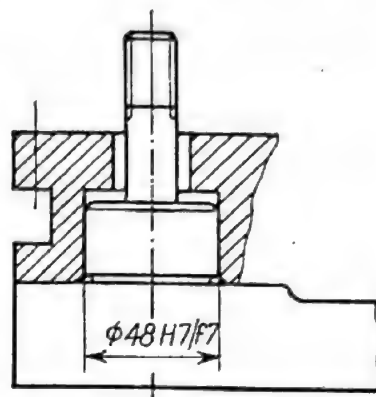


Fig. 6.11. Ajustaj cu jocuri mici la montarea suportului port-cuțit pe sania strungului.

**Ajustajele cu jocuri mijlocii, mai mari decât ale precedentelor :**  $H7/d8$ ,  $[H8/d9]$ ,  $D8/h9$ ,  $H9/d10$ ,  $H10/d10$  și  $[H11/d11]$  se folosesc, de regulă, în diferite asamblări ale mașinilor grele, ca, de exemplu, la îmbinările arbore-lagăr de fricțiune în turbine, laminoare și mașini care funcționează cu șocuri, la montarea unor roți libere pe arbori etc.

**Ajustajele cu jocuri mari :**  $H7/c8$ ,  $H8/c9$  și  $H11/c11$  se pot utiliza în următoarele cazuri : când, în timpul funcționării, piesele mobile trebuie să aibă o elasticitate mai mare în condiții de mediu și solicitări nefavorabile, de exemplu, la mașinile agricole ; când montarea și demontarea pieselor trebuie să se facă foarte ușor ; când, în timpul funcționării, jocul dintre piese se reduce datorită încălzirii în mai mare măsură a arborelui, de exemplu, la tija supapei în bușă de ghidare a motorului cu ardere internă etc.

**Ajustajele cu jocuri foarte mari :**  $H8/a9$ ,  $H8/b9$ ,  $[H11/a11]$ ,  $[H11/b11]$ ,  $H12/b12$ ,  $A11/h11$  și  $B11/h11$  sînt utilizate mai mult la asamblările unor mașini și utilaje care, în timpul funcționării, sînt expuse murdăriei și unor solicitări nefavorabile ca, de exemplu, mașinile agricole și utilajele de construcție.

#### 6.4.2. AJUSTAJE INTERMEDIARE

Ajustajele intermediare se utilizează, de obicei, în cazurile cînd piesele asamblate trebuie să fie bine centrate, iar montarea și demontarea lor trebuie să se facă relativ ușor, fără a se deteriora suprafețele de contact.

**Ajustajele intermediare cu jocuri probabile mici și cu strîngeri foarte mici și puțin probabile :**  $H6/j5$ ,  $[H7/j6]$ ,  $H8/j7$  și  $J7/h6$  se recomandă a fi utilizate la

asamblările fixe, cu montare și demontare ușoară pentru evitarea deformațiilor, de exemplu, la montarea roților dințate cilindrice și conice fixate cu pene, la montarea roților melcate și a capacelor în corpuri, la asamblarea bușei conice în lagărul păpușii fixe a unor strunguri, la centrarea semicuplajelor etc.

*Ajustajele intermediare cu strângeri probabile mici și jocuri cu probabilitate mică* : H6/k5,  $\overline{\text{H7/k6}}$ , H8/k7 și K7/h6 se pot utiliza în cazul asamblărilor precise cu montaj ușor și lipsite de vibrații, de exemplu, la montarea roților dințate mici cu mers liniștit, la asamblarea bolțului de piston în piston, la montarea pieselor cu excentric, la montarea bușelor cu ghicire pe arbori etc.

*Ajustajele intermediare cu strângeri probabile mai mari și cu jocuri probabile mici* : H6/m5,  $\overline{\text{H7/m6}}$ , H8/m7 și M7/h6 sînt recomandate la asamblări precise și foarte precise, cu centrare foarte bună (joc limitat la minimum), de exemplu, la montarea camelor pe ax, la asamblarea roților în trepte pe arborii mașinilor de rectificat cilindric, la montarea roților dințate conice pe arborii reductoarelor etc.

*Ajustajele intermediare cu strângeri probabile mari și jocuri probabile extrem de reduse* : H6/n5 (pentru  $D < 3$  mm),  $\overline{\text{H7/n6}}$ , H8/n7 și N7/h6 se utilizează, cu precădere, la asamblările supuse unor solicitări dinamice în timpul exploatarei și la asamblările care trebuie să fie asigurate, suplimentar, cu o strângere, de exemplu, la unele bușe cu pereți subțiri și fără pene, la montarea unor roți dințate pe arborii mașinilor de forjare, la montarea bușelor în cilindrii pompelor de mare presiune, la montarea bușei sertarului de distribuție la ciocanele cu abur sau cu aer comprimat etc.

Ajustajele intermediare H8/p7 și H8/r7 (pentru  $D \leq 100$  mm) se utilizează rar și numai în cazurile cînd jocurile posibile, cu o probabilitate extrem de redusă, trebuie să fie foarte mici.

#### 6.4.3. AJUSTAJE CU STRÎNGERE

Ajustajele cu strângere trebuie să împiedice, la anumite solicitări și anumite temperaturi de regim, deplasarea unei piese asamblate față de piesa pereche, fără a mai fi folosite elemente suplimentare de fixare. Prin strângere, pe suprafețele de contact se creează o stare de tensiune, a cărei mărime este proporțională cu mărimea strîngerii. Din cauza deformării materialului pieselor și a dificultăților de montare și demontare, ajustajele cu strângere se prescriu atunci cînd, pînă la sfîrșitul perioadei de funcționare, nu este necesară sau nu se prevede demontarea pieselor asamblate. Prin aplatisarea microneregularităților, strîngerea efectivă este mai mică decît strîngerea calculată ca diferența dintre diametrul arborelui și diametrului alezajului înainte de asamblare.

*Ajustajul cu strângeri foarte mici* H6/n5 — pentru  $D > 3$  mm se prescrie la asamblări foarte precise, supuse la solicitări dinamice relativ mici, de exemplu, la asamblarea bolțului de piston cu pistonul în motoarele de tractor.

*Ajustajele cu strângeri mici* : H6/p5,  $\overline{\text{H7/p6}}$ , P7/h6, P7/rulment și Rulment/n6 se folosesc, în general, pentru fixarea pieselor cu solicitări reduse sau în prezența unui element suplimentar de fixare (pană etc.), montarea și demontarea făcîndu-se fără pericolul deteriorării suprafețelor de contact, de exemplu, la montarea roților pe arbori în prezența penelor (fig. 6.12), la asamblarea cuzinetelor în lagăre (fig. 6.13), la montarea rulmenților pe arbori și în locașul carcasei etc.



*Ajustajele cu strângeri mijlocii* :  $H6/r5$ ,  $[H7/r6]$ ,  $H8/r7$  (pentru  $D > 100$  mm) și  $R7/h6$  sînt recomandate pentru asamblări cu solicitări mici; ele asigură o fixare de rezistență medie la piesele din aliaje feroase și o fixare ușoară la piesele din metale și aliaje neferoase, de exemplu, la bușele presate în lagăre, la asamblarea capetelor de bielă, la fixarea rotorilor de pompe pe arbore, la fixarea pe arbore a unor roți în mașinile de găurit pneumatice (fig. 6.14) etc. Dacă este necesară creșterea strîngerii minime, se poate aplica asamblarea pe baza sortării prealabile a pieselor.

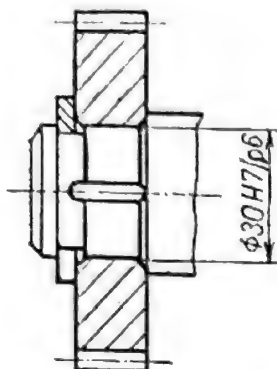


Fig. 6.12. Ajustaj cu strângeri mici la montarea roților dințate pe arbori în prezența penelor.

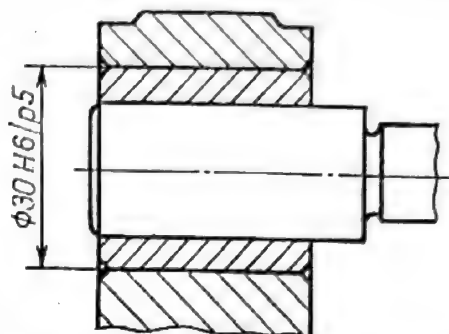


Fig. 6.13. Ajustaj cu strângeri mici la montarea cuzineților în lagăre.

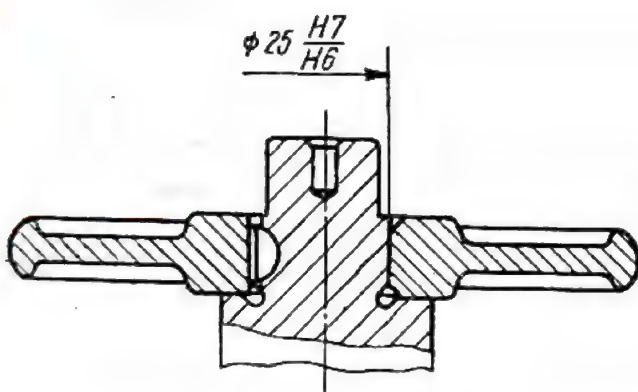


Fig. 6.14. Ajustaj cu strângeri mijlocii.

*Ajustajele cu strângeri mari* :  $H6/s5$ ,  $[H7/s6]$ ,  $H8/s7$  și  $S7/h6$  se utilizează la asamblările demontabile și nedemontabile cu solicitări apreciabile. Dacă piesele au dimensiuni mari (peste 80 mm), se recomandă ca asamblarea să se facă prin încălzirea prealabilă a alezajului (de preferat, în cuptoare electrice) sau prin răcirea prealabilă a arborelui (în bioxid de carbon solid ori în aer lichid). Ca exemple de prescriere a acestor ajustaje se pot menționa: la montarea manetonului în manivela arborelui cotit, la montarea cămășii de cilindru în cilindrul motoarelor cu ardere internă etc.

*Ajustajele cu strângeri foarte mari* :  $H6/t5$  și  $H7/t6$  se utilizează de obicei, la asamblări nedemontabile (permanente), cu solicitări dinamice mari, de exemplu, la asamblarea prin presare a scaunului supapei în chiulasa motorului, la montarea semicuplajelor pe arbori, la montarea permanentă a roților dințate mari pe arbori etc.

*Ajustajele cu strângeri extrem de mari* :  $H6/u5$ ,  $[H7/u6]$ ,  $H8/u7$  și  $U7/h6$  dau strângeri de ordinul 1‰ din dimensiune și se prescriu pentru asamblările permanente cu solicitări mecanice și termice foarte mari, de exemplu, la montarea bandajelor de oțel pe roțile de locomotivă, la montarea roții de locomotivă pe osie, la asamblarea bolțurilor de manivelă cu discul manivelei (fig. 6.15) etc. Asamblarea se face prin presare cu ajutorul unor prese speciale cu lubrifiere și, de regulă, prin încălzirea alezajului sau răcirea arborelui. Strângerea maximă se verifică prin măsurarea prealabilă a dimensiunilor efective ale pieselor și prin calcul, iar presarea trebuie controlată cu ajutorul dinamometrului pentru a se evita eventualele suprasolicitări.

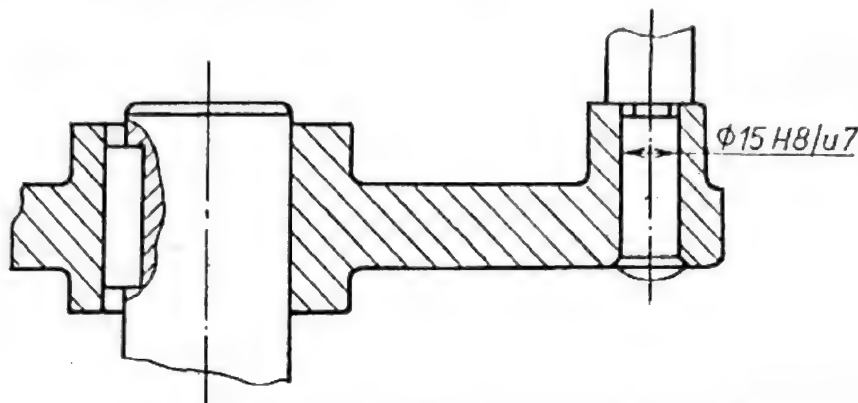


Fig. 6.15. Ajustaj cu strângeri extrem de mari.

*Ajustajele cu strângere cu caracter special* :  $H6/v5$ ,  $H7/v6$ ,  $H6/x5$ ,  $[H7/x6]$ ,  $H8/x7$ ,  $X7/h6$ ,  $H7/y6$ ,  $H8/y7$ ,  $[H7/z6]$ ,  $H8/z7$  și  $Z7/h6$  se utilizează în anumite cazuri speciale și pe baza unei analize prealabile, din care să rezulte că strângerea minimă posibilă asigură transmiterea forței sau momentului de regim, iar strângerea maximă posibilă nu dă suprasolicitări în materialul pieselor.

#### 6.4.4. METODICA ALEGERII PRECIZIEI ȘI A AJUSTAJELOR

O primă modalitate de alegere a preciziei și ajustajelor se bazează pe recomandările prezentate la § 6.4.1 — 6.4.3 sau pe recomandările din literatura de specialitate (tratate, articole, norme, instrucțiuni etc.) pentru fiecare domeniu al construcției de mașini.

O a doua modalitate, care se aplică mai ales la proiectarea și realizarea unor produse noi, constă din următoarele : în funcție de destinație, parametrii funcționali și condițiile funcționale ale produsului, pentru fiecare asamblare alezaj-arbore se calculează (după determinarea sau stabilirea dimensiunilor nominale) jocul sau strângerea necesară la asamblare și la funcționarea în regim ; se impune ca proiectantul să calculeze nu o singură valoare (de exemplu, cea teoretic necesară) a jocului sau a strângerii, ci valorile limită (jocul maxim și jocul minim, respectiv strângerea maximă și strângerea minimă) între care jocurile efective sau strângerile efective permit funcționarea normală a pieselor la parametrii și în condițiile fixate ; pe baza acestor date, ajustajul corespunzător (cu jocurile sau strângerile limită cele mai apropiate ca valori de cele calculate) se alege din STAS 8104-68 (sistemul alezaj unitar) sau din STAS



8105-68 (sistemul arbore unitar). Se impune ca, așa cum s-a arătat mai înainte, ajustajul ales să facă parte dintre ajustajele preferențiale, fie dintre cele încadrate în linii groase (preferențiale în primul rând), fie dintre cele neîncadrate (preferențiale în al doilea rând). Odată ajustajul ales, din standardele respective se iau abaterile limită ale alezajului și arborelui și se trec pe desenele pieselor separate.

Aplicând cea de-a doua modalitate, se recomandă să se țină seama de cele expuse la subcap. 4.4, respectiv toleranțele alezajului și arborelui să se calculeze pornind de la toleranța practică (probabilă) a ajustajului.

## 6.5 TOLERANȚELE COTELOR (DIMENSIUNILOR) FĂRĂ INDICAȚII DE TOLERANȚE

Cote (dimensiuni) fără indicații de toleranțe pe desen sînt cotele de importanță secundară, care se mai numesc și cote sau dimensiuni libere, întrucît ele aparțin, de obicei, suprafețelor care nu intră în contact funcțional cu alte suprafețe și, deci, nu formează ajustaje sau nu sînt componente importante ale lanțurilor de dimensiuni. De reținut, însă, că aceste cote au influență asupra greutății și gabaritului produselor (de exemplu, dimensiunile de gabarit ale motoarelor, dimensiunile manetelor de acționare etc.) Abaterile limită standardizate ale acestor cote (dimensiuni) liniare sînt date în tabelul 6.15. Abaterile de formă și de poziție ale suprafețelor respective sînt cuprinse în intervalul determinat de abaterile dimensionale.

Tabelul 6.15

Abateri limită pentru dimensiuni liniare fără indicații de toleranțe  
(după STAS 2300-75)

Dimensiuni nominale, mm	Abateri limită, mm			
	Execuție			
	fină	mijlocie	semimijlocie	grosolană
Pînă la 6 (inclusiv)	$\pm 0,05$	$\pm 0,10$	$\pm 0,20$	$\pm 0,5$
Peste 6 la 30	$\pm 0,10$	$\pm 0,20$	$\pm 0,50$	$\pm 1,0$
Peste 30 la 120	$\pm 0,15$	$\pm 0,30$	$\pm 0,80$	$\pm 1,5$
Peste 120 la 310	$\pm 0,20$	$\pm 0,50$	$\pm 1,20$	$\pm 2$
Peste 310 la 1 000	$\pm 0,30$	$\pm 0,80$	$\pm 2$	$\pm 3$
Peste 1 000 la 2 000	$\pm 0,50$	$\pm 1,20$	$\pm 3$	$\pm 5$
Peste 2 000 la 4 000	—	$\pm 2$	$\pm 4$	$\pm 8$
Peste 4 000	—	$\pm 3$	$\pm 5$	$\pm 10$

Indicarea pe desen a gradului de execuție pentru cotele fără indicații de toleranțe se face printr-o notă generală, ca, de exemplu: **Execuție mijlocie STAS 2 300 -75.**

În mod obișnuit, abaterile limită ale acestor cote nu se verifică, dar, cu acordul părților, ele se pot verifica prin sondaj pentru a se stabili dacă gradul de execuție a fost respectat.

## 6.6. TOLERANȚELE PIESELOR TURNATE, FORJATE LIBER ȘI MATRIȚATE

Abaterile limită la dimensiuni, abaterile limită la grosimea pereților și nervurilor și abaterile limită la masa pieselor sînt date în STAS 1592-74-pentru piesele turnate din fontă, și, separat, din oțel, în forme executate cu modele prin formare manuală sau mecanică și în cochile (sînt prevăzute cinci clase de precizie), în STAS E 6717-63—pentru piesele turnate din fontă și oțel în forme executate cu modele schelet și cu șabloane și în STAS 6287-67—pentru piesele turnate din metale și aliaje neferoase (ușoare și grele), cu modele prin formare manuală sau mecanică, în cochile prin turnare statică sau centrifugală, ca și prin turnare sub presiune.

Prin diferite procedee de turnare de precizie, pentru care abaterile limită nu sînt standardizate, se pot obține piese cu dimensiuni cu abateri mici, corespunzătoare treptelor de precizie 9—10.

Abaterile limită ale dimensiunilor pieselor forjate liber din oțeluri de construcție și oțeluri de scule sînt date în STAS 2171-70, iar abaterile limită ale dimensiunilor pieselor matrițate din oțel carbon și oțel slab aliat sînt date în STAS 7670-66.



## TOLERANȚELE RULMENȚILOR ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU RULMENȚI

Rulmenții sînt organe proiectate și executate independent în întreprinderi sau în secții specializate și îndeplinesc rolul funcțional de lagăre de rostogolire. În principal, ei sînt constituiți din două inele, exterior și interior, între care rulează mai multe bile sau role (corpuri de rulare), distanțate cu ajutorul unor colivii.

În funcție de felul solicitărilor pe care le suportă, de vitezele la care lucrează și de alți factori, rulmenții se execută în diferite tipuri constructive (radiali, radiali-oscilanți, radiali-axiali, cu bile, cu role, cu ace etc.) și cu diferite

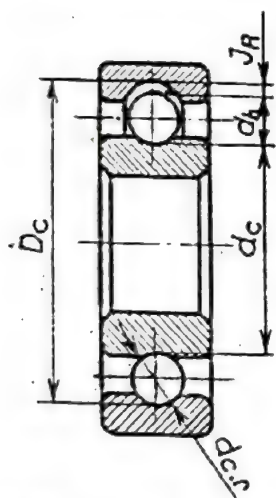


Fig. 7.1. Rulment radial cu bile pe un singur rînd.

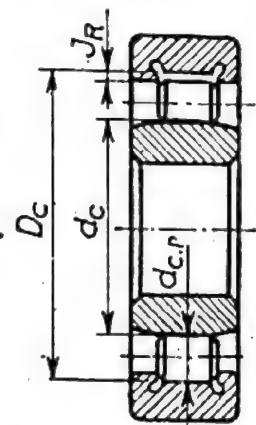


Fig. 7.2. Rulment radial cu role pe un singur rînd.

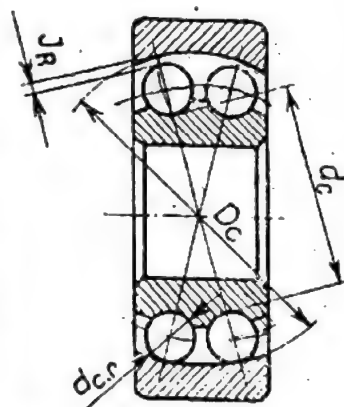


Fig. 7.3. Rulment radial — oscilant cu bile pe două rînduri.

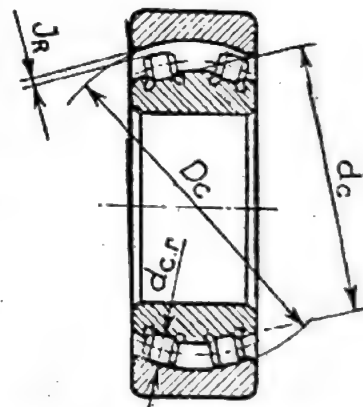


Fig. 7.4. Rulment radial — oscilant cu role pe două rînduri.

dimensiuni. În fig. 7.1 — 7.4 sînt prezentați, ca exemple, un rulment radial cu bile, un rulment radial cu role, un rulment radial-oscilant cu bile pe două rînduri respectiv un rulment radial-oscilant cu role pe două rînduri.

## 7.1. JOCURILE ÎN RULMENȚI

Rotirea unui inel față de celălalt, respectiv rularea în condiții optime a pieselor componente ale rulmenților impune existența unui joc radial la rulmenții radiali și radial-oscilanți și a unui joc axial la rulmenții radiali-axiali.

**Jocul radial** al unui rulment cu bile sau cu role este definit (conf. STAS 7115-73) prin media tuturor deplasărilor perpendiculare pe axa rulmentului pe care unul din inelele rulmentului — celălalt inel avînd o poziție fixă — le poate efectua după diferite direcții unghiulare (ansamblul corpurilor de rulare luînd diferite poziții unghiulare în raport cu inelele rulmentului), dacă inelul mobil este deplasat dintr-o poziție excentrică extremă, în poziția excentrică extremă diametral opusă; prin aceasta, poziția axială a părții în contact a inelului mobil în raport cu inelul fix și poziția corpurilor de rulare față de căile de rulare ale celor două inele trebuie să permită ca inelul mobil să poată lua pozițiile cu cea mai mare excentricitate față de inelul fix.

Se deosebesc următoarele jocuri radiale (fig. 7.1 — 7.4):

— *Jocul radial inițial teoretic*, notat cu  $J_R$ , al rulmentului neîncărcat, respectiv înainte de montarea rulmentului în carcasă și pe arbore:

$$J_R = D_e - (d_e + 2d_{cr}) \quad [\text{mm}], \quad (7.1)$$

în care:  $D_e$  este diametrul mediu al căii de rulare a inelului exterior, determinat ca media aritmetică a diametrelor maxim și minim, în mm;

$d_e$  — diametrul mediu al căii de rulare a inelului interior, determinat ca media aritmetică a diametrelor maxim și minim, în mm;

$d_{cr}$  — diametrul corpurilor de rulare, determinat ca media aritmetică a diametrelor maxim și minim ale corpurilor de rulare aflate în rulment și care fac parte din aceleași clase (grupe) de sortare, în mm.

— *Jocul radial inițial de control*, obținut prin încărcarea rulmentului cu o sarcină de 5 sau 15 daN, în funcție de mărimea rulmentului. Între aceste prime două jocuri radiale există următoarele relații aproximative:

$$J_{R5} = J_R + \frac{0,034}{\sqrt[3]{z^2 \cdot d_{cr}}}; \quad (7.2)$$

$$J_{R15} = J_R + \frac{0,070}{\sqrt[3]{z^2 \cdot d_{cr}}}, \quad (7.3)$$

în care  $z$  este numărul corpurilor de rulare în rulment.

— *Jocul radial de montare* ( $J$ ), rezultat după montarea rulmentului pe arbore și în carcasă; acesta este mai mic decît jocul inițial teoretic din cauza unei anumite strîngerii a rulmentului în și pe piesa pereche.

— *Jocul radial de funcționare* ( $J_R$ ), a cărui valoare este influențată de deformațiile termice și de contact ale pieselor componente ale rulmentului în timpul funcționării.

De remarcat că, la rulmenții radial-axiali, jocul radial se poate regla.

**Jocul axial** al unui rulment cu bile sau cu role este definit (conf. STAS 7115-73) prin media tuturor deplasărilor paralele cu axa rulmentului pe care



unul din inelele rulmentului — celălalt inel avînd o poziție fixă — le poate efectua rotindu-se în diferite poziții unghiulare în raport cu inelul fix (corpurile de rulare luînd diferite poziții unghiulare în raport cu cele două inele), dacă inelul mobil este deplasat dintr-o poziție axială extremă, în poziție axială extremă opusă; prin aceasta, poziția radială a inelului mobil în raport cu inelul fix și poziția corpurilor de rulare față de căile de rulare ale celor două inele trebuie să permită ca inelul mobil să poată lua pozițiile axiale extreme față de inelul fix.

Ca valoare, jocul axial este funcție de valoarea jocului radial, de raza profilului căilor de rulare, de diametrul corpurilor de rulare și de deformările de contact dintre inele și corpurile de rulare. Se deosebesc: *jocul axial teoretic* ( $J_{as}$ ) și *jocul axial de funcționare sub sarcină* ( $J_{as,r}$ ).

În tabelul 7.1 sînt date grupele de jocuri cu simbolurile și semnificațiile corespunzătoare. Valorile jocurilor radiale și axiale pentru diferite tipuri de rulmenți — corespunzătoare grupelor indicate în tabelul 7.1 — sînt date în STAS 7115-73.

Tabelul 7.1

Simbolul grupei de jocuri		Semnificația
pentru rulmenți nedemontabili sau cu elemente interschimbabile	pentru rulmenți cu elemente neinterschimbabile	
C 1	C 1 NA	Joc mai mic decît la C 2
C 2	C 2 NA	Joc mai mic decît cel normal
—	NA	Joc normal (pentru rulmenți de uz general)
C 3	C 3 NA	Joc mai mare decît cel normal
C 4	C 4 NA	Joc mai mare decît la C 3
C 5	C 5 NA	Joc mai mare decît la C 4

Obs. Jocul normal la rulmenții nedemontabili sau cu elemente interschimbabile nu se simbolizează.

## 7.2. PRECIZIA RULMENȚILOR

Pentru a asigura subansamblurilor și ansamblurilor din care fac parte o precizie corespunzătoare și condiții de funcționare normale (mai ales în ce privește centrarea și menținerea jocului radial sau axial între limitele prescrise), rulmenții sînt executați cu o precizie, în general, mai mare decît precizia pieselor cu care se assemblează.

Precizia de execuție și de montaj a rulmenților se stabilește pentru următorii parametri dimensionali: diametrele căilor de rulare ale inelelor, profilul căilor de rulare, diametrele corpurilor de rulare (rostogolire), lățimea inelelor, bătaia radială și bătaia frontală a inelelor, bătaia radială și bătaia axială a căilor de rulare, paralelismul suprafețelor laterale ale inelelor etc.

Precizia de execuție și de asamblare a rulmenților cu piesele pereche (carcasă și arbore) se referă la diametrul exterior  $D$  al inelului exterior și diametrul interior  $d$  al inelului interior. Pentru aceste diametre se prevăd cîte trei valori:  $D_{max}$ ,  $D_{med}$  și  $D_{min}$ , respectiv  $d_{max}$ ,  $d_{med}$  și  $d_{min}$ , justificate de faptul că inelele sînt subțiri și se deformează ușor, luînd forma arborelui sau locașului carcasei în care se montează. Ca urmare, ovalitatea în limitele admise ( $D_{max}$ ,  $D_{min}$  și respectiv  $d_{max}$ ,  $d_{min}$ ) nu influențează negativ calitatea rulmenților și nu constituie un motiv de respingere a lor.

Sînt prevăzute următoarele clase de precizie, caracterizate prin abateri limită dimensionale și precizie de rotație:

- clasa de precizie P2, cea mai înaltă, cu toleranțe foarte mici;
- clasa de precizie P4, cu toleranțe mai mari ca la clasa P2;
- clasa de precizie P5, cu toleranțe mai mari ca la clasa P4;
- clasa de precizie P6, cu toleranțe mai mari ca la clasa P5;
- clasa de precizie P0, cu toleranțe mai mari ca la clasa P6.

Rulmenții de precizie foarte înaltă (clasele P2 și P4) se folosesc în ansambluri care funcționează la sarcini mari și turații foarte mari ( $v > 50$  m/s) și în care se cere o centrare foarte bună și un mers silențios. Rulmenții executați în clasa de precizie P5 se utilizează în ansambluri care necesită o centrare bună și lucrează la viteze de rotație între 20 și 60 m/s. Rulmenții executați în clasa de precizie P6 sînt folosiți în ansambluri care lucrează la sarcini mijlocii sau mari și cu viteze de rotație sub 30 m/s. În ansamblurile care lucrează cu sarcini diferite ca mărime și cu turații mici ( $v < 10$  m/s) și a căror precizie și caracteristici funcționale nu sînt influențate prea mult de precizia asamblării cu rulmenți, se utilizează rulmenți din clasa de precizie P0.

Rugozitatea suprafețelor de contact și de asamblare ale rulmenților trebuie, în general, să aibă, pentru  $R_a$ , valori sub  $1 \mu\text{m}$ .

Piesele componente ale rulmenților se execută, separat, cu o precizie convenabilă din punct de vedere tehnologic și economic, dar precizia integrală a rulmenților, mai ales în ce privește jocul radial și axial, se asigură prin sortarea prealabilă în mai multe grupe (clase) după diametrul căii de rulare a inelelor și diametrul corpurilor de rulare, după care urmează asamblarea inelelor și bilelor sau roletelor din aceeași grupă (clasă) de sortare.

### 7.3. AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR RULMENT-ARBORE ȘI RULMENT-CARCASĂ

Felul ajustajelor rulment-carcasă și rulment-arbore se stabilește în funcție de condițiile concrete de lucru și exploatare: tipul și mărimea rulmentului, felul și mărimea sarcinilor (cazurile de încărcare a inelelor), care dintre piese, respectiv inele se rotește, viteza de rotație, condițiile de ungere și de temperatură etc.

Din punctul de vedere al tipului rulmentului, pentru asamblările cu rulmenți cu role se aleg ajustaje cu strîngeri mai mari decît pentru cele cu rulmenți cu bile.

Din punctul de vedere al măririi rulmentului, ajustajele alese trebuie să asigure strîngeri corespunzătoare mai mari pentru asamblările cu rulmenți mari decît pentru cele cu rulmenți mici.



În ce privește mărimea sarcinii, ajustajele alese trebuie să asigure stringeri cu atât mai mari, cu cât sarcinile sînt mai mari și cu șocuri pe inelul cu încărcare cu sarcină rotitoare.

Se consideră trei cazuri de încărcare a inelelor, conform STAS 6671-77 :

— *încărcare cu sarcină fixă*, cînd sarcina sau rezultanta sarcinilor aplicate este îndreptată permanent spre același punct de pe calea de rulare ; inelul supus unor sarcini fixe poate fi montat printr-un ajustaj cu jocuri relativ mici ;

— *încărcare cu sarcină rotitoare*, cînd sarcina (sau rezultanta corespunzătoare) acționează succesiv pe toată circumferința sau numai pe o porțiune din circumferința căii de rulare ; inelul supus unei sarcini rotitoare trebuie să fie montat printr-un ajustaj cu stringere ;

— *încărcare nedeterminată*, cînd sarcina (sau rezultanta mai multor sarcini) are, față de inele, direcții variabile și nedefinite (de exemplu, în cazul funcționării cu șocuri sau cu vibrații, dezechilibrări la turații mari etc.) ; în aceste cazuri, ajustajele inel-carcasă și inel-arbore trebuie să fie cu stringere.

Pentru montarea și demontarea ușoară a rulmenților, se recomandă ca ajustajele cu stringere să nu dea stringeri excesive. În cazul cînd pentru ambele inele se stabilesc ajustaje cu stringere (încărcare nedeterminată), se recomandă să se utilizeze rulmenți demontabili sau rulmenți cu alezaj conic (cu bucsă de stringere sau de extracție).

Intrucît rulmenții constituie rezultatul unei producții specializate, este absolut exclusă prelucrarea sau ajustarea lor ulterioară și, indiferent de caracterul asamblării lor cu piesele pereche, ajustajele rulment-carcasă și rulment-arbore vor avea ca piesă unitară inelul exterior, respectiv inelul interior al rulmentului. Ca atare, la asamblarea rulment-carcasă se folosesc ajustaje în sistem arbore unitar (adică, pentru obținerea unui anumit ajustaj, se va alege corespunzător poziția și mărimea toleranței la diametrul alezajului carcasei), iar la asamblarea rulment-arbore se utilizează ajustaje în sistem alezaj unitar (adică, pentru obținerea unui anumit ajustaj, se va alege convenabil poziția și mărimea toleranței la diametrul arborelui). În această ordine de idei, de remarcat că atât la diametrul exterior al inelului exterior, cât și la diametrul interior al inelului interior toleranța se află complet sub linia zero, respectiv abaterea superioară este egală cu zero, iar abaterea inferioară este negativă ; cu alte cuvinte, poziția toleranței la diametrul exterior al inelului exterior corespunde arborelui unitar h din sistemul ISO, dar poziția toleranței la diametrul interior nu mai corespunde alezajului unitar obișnuit H din sistemul ISO. Din această cauză, la asamblarea rulment-arbore obținerea unui anumit ajustaj, cere o mai mare atenție în ce privește alegerea poziției toleranței la diametrul arborelui.

În cele ce urmează, se dau cîmpurile de toleranță recomandate pentru arborii și alezajele carcaselor pe și în care se montează rulmenții, considerînd că temperatura maximă de funcționare în lagăre nu depășește 100 °C.

Pentru asamblările rulment-arbore, cu rulmenți cu bile, cu ace sau cu role, se recomandă următoarele cîmpuri de toleranță ale arborelui :

— la o sarcină fixă pe inelul interior : arborele g6, dacă este necesară deplasarea ușoară a inelului interior (de exemplu, roți libere pe arbori staționari) ; arborele k6, dacă nu este necesară deplasarea inelului interior (de exemplu, role de cablu, role de întindere etc.) ;

— la sarcină rotitoare pe inelul interior : arborele j6 ( $d < 40$  mm) și arborele k6 ( $d > 40$  mm) — pentru sarcini mici și variabile (de exemplu, lagăre din instalații de transport, din mecanisme încărcate ușor etc.) ; arborele j5 la rul-



menți cu bile cu  $d \leq 18$  mm, arborele k5 sau k6 pentru rulmenți cu bile cu  $d = 18 \dots 100$  mm și pentru alte tipuri de rulmenți cu  $d \leq 40$  mm, arborele m5 sau m6 pentru rulmenți cu bile cu  $d = 100 \dots 140$  mm, rulmenți cu role sau cu ace cu  $d = 40 \dots 100$  mm și pentru rulmenți oscilanți cu role cu  $d = 40 \dots 65$  mm, arborele m6 pentru rulmenți cu  $d = 140 \dots 200$  mm,  $d = 100 \dots 140$  mm și respectiv  $d = 65 \dots 100$  mm, arborele n6 pentru rulmenți cu  $d = 200 \dots 280$  mm,  $d = 140 \dots 200$  mm și respectiv  $d = 100 \dots 140$  mm, arborele p6 pentru rulmenți radiali cu role și ace cu  $d = 200 \dots 400$  mm și rulmenți oscilanți cu role cu  $d = 140 \dots 280$  mm, arborele r6 pentru rulmenți oscilanți cu role cu  $d = 280 \dots 500$  mm și arborele r7 pentru rulmenți oscilanți cu  $d > 500$  mm pentru sarcini normale sau mari (de exemplu, pompe, turbine, motoare electrice, cutii cu angrenaje, construcții de mașini în general); arborele n6 pentru rulmenți cu role sau cu ace cu  $d = 50 \dots 140$  mm și pentru rulmenți cu role cu  $d = 50 \dots 100$  mm, arborele p6 pentru rulmenți cu  $d = 140 \dots 200$  mm și respectiv  $d = 100 \dots 200$  mm, arborele r6 pentru rulmenți cu  $d > 200$  mm — în cazul unor sarcini mari și șocuri în condiții de lucru grele (de exemplu, la motoare de tracțiune, laminoare, lagăre pentru osii de material rulant greu etc.); arborele h5 pentru rulmenți cu bile cu  $d \leq 18$  mm, arborele j5 pentru rulmenți cu bile cu  $d = 18 \dots 100$  mm și rulmenți cu role sau cu ace cu  $d \leq 40$  mm, arborele k5 pentru rulmenți cu bile cu  $d = 100 \dots 200$  mm și rulmenți cu role sau cu ace cu  $d = 40 \dots 140$  mm și arborele m6 pentru rulmenți cu role sau cu ace cu  $d = 140 \dots 200$  mm — în cazul unei precizii mari de rotire la sarcini mici (de exemplu, la mașinile-unelte);

— la sarcini pur axiale: arborele j6 pentru  $d \leq 250$  mm și arborele j,6 pentru  $d > 250$  mm — în toate tipurile de lagăre cu rulmenți;

— la rulmenții cu alezaj conic și bușă conică: arborele h9 pentru unele cazuri speciale (de exemplu, la fusul osiilor materialelor rulante grele) și arborele h10 pentru construcții de mașini în general.

Pentru asamblările rulment-arbore cu rulmenți axiali se recomandă:

— la sarcină fixă pe șaiba de fus: arborele j6 pentru  $d \leq 250$  mm și arborele j,6 pentru  $d > 250$  mm;

— la sarcină rotitoare pe șaiba de fus: arborele k6 pentru  $d \leq 200$  mm; arborele m6 pentru  $d = 200 \dots 400$  mm și arborele n6 pentru  $d > 400$  mm,

— la sarcină pur axială: arborele j6 pentru toate diametrele.

Pentru asamblările rulment-arbore, cu rulmenți fără inel interior, se recomandă:

— pentru rulmenți cu ace fără inel interior sau colivii cu ace: arborele k5 (joc mai mic decât normal, v. tab. 7.1), arborele h5 (joc normal), arborele g6 (joc mai mare decât normal,  $d_{e,r} \leq 80$  mm) și arborele f6 (joc mai mare decât normal,  $d_{e,r} > 80$  mm);

— pentru bușe cu ace: arborele h5 sau h6 (joc normal).

Pentru asamblările rulment-carcasă, cu carcăse separabile sau neseparabile, se recomandă:

— la sarcină fixă pe inelul exterior (acesta fiind ușor deplasabil): alezajul G7 — în cazul transmiterii căldurii prin arbore (de exemplu, la cilindrii uscă-



tori), alezajul H8 — în cazul unor sarcini mici sau normale la condiții ușoare de lucru (de exemplu, în diferite transmisii) și alezajul H7 — la orice fel de sarcini (de exemplu, cutii de unsoare pentru material rulant, construcții de mașini în general);

— la sarcină nedeterminată (ca mărime, normală sau mică), când este necesară deplasarea inelului exterior : alezajul J7.

Pentru asamblările rulment-carcasă, cu carcase neseeparabile se recomandă (inelul exterior nu este deplasabil) :

— la mers fără zgomot (de exemplu, în mașini electrice mici) — alezajul H6;  
— la sarcină nedeterminată : alezajul K7 pentru sarcini normale și mari (de exemplu, la lagăre pentru arbori cotiți, pompe etc.) și alezajul M7 pentru sarcini cu șocuri (de exemplu, în motoare de tracțiune);

— la sarcină rotitoare pe inelul exterior : alezajul M7 pentru sarcini mici și variabile (de exemplu, roți de cablu), alezajul N7 ( $D \leq 600$  mm) sau M7 ( $D > 600$  mm) pentru sarcini normale și mari (de exemplu, lagăr de bielă) și alezajul P7 ( $D \leq 500$  mm) sau N7 ( $D > 500$  mm) pentru sarcini mari la carcase cu pereți subțiri sau sarcini cu șocuri.

Pentru asamblările rulment-carcasă, cu carcase neseeparabile pentru precizie mare de rotire și mers fără zgomot, se recomandă :

— când este necesară deplasarea inelului exterior : alezajul J6 (de exemplu, la partea de antrenare a arborilor mașinilor de rectificat);

— la sarcini mici, nedeterminate, fără deplasarea inelului exterior : alezajul K6 (de exemplu, la lagărele unor mașini de mare turație);

— la sarcini variabile, cu rigiditate mare : alezajul M6 ( $D \leq 125$  mm) sau alezajul N6 ( $D > 125$  mm,) fără deplasarea inelului exterior (de exemplu, la lagărele cu rulmenți cu role pentru arborii mașinilor-unelte).

Pentru asamblările rulment-carcasă cu sarcină numai axială, se recomandă : alezajul H8 în cazul rulmenților axiali cu bile (jocul maxim putînd ajunge la  $0,001D$ ); în cazul rulmenților axiali-oscilanți cu role, șaiba de carcasă se montează cu joc pînă la  $0,001D$ .

La asamblarea bușă cu ace-carcasă, se recomandă : alezajul N6 sau N7 pentru carcasa din oțel ori fontă și alezajul R6 sau R7 pentru carcase din aluminiu, magneziu etc.

În STAS 6671-77 sînt date : abaterile limită de formă ale suprafețelor cilindrice și ale suprafețelor conice de montaj pentru arbori și carcase, bătaia fețelor frontale ale umerilor arborilor și carcaselor și rugozitatea suprafețelor de montaj ale arborilor și carcaselor.

În tabelele 7.2 și 7.3 sînt date abaterile limită ale diametrelor exterioare și, respectiv, diametrelor interioare ale rulmenților din clasa de precizie P0, precum și abaterile limită corespunzătoare ale diametrelor alezajelor din carcase și arborilor cu care se assemblează rulmenții.

**Abaterile limită ale diametrului exterior al rulmenților din clasa de precizie PO și abaterile limită ale diametrului alezajelor din carcase cu care se montează rulmenții**

Tabelul 7.2.

Diametrul nominal al alezajului carcasei mm	Abaterile limită ale diametrului exterior al rulmentului μm	Simbolul cimpului de toleranță al alezajului carcasei													
		G6	G7	H6	H7	H8	J6	J7	K6	K7	M6	M7	N6	N7	P7
		Abateri limită, Nμm													
Peste 6 până la 10	0 -8	+14 +5	+20 +5	+9 0	+15 0	+22 0	+5 -4	+8 -7	+2 -7	+5 -10	-3 -12	0 -15	-7 -16	-4 -19	-9 -24
Peste 10 până la 18	0 -8	+17 +6	+24 +6	+11 0	+18 0	+27 0	+6 -5	+10 -8	+2 -9	+6 -12	-4 -15	0 -18	-9 -20	-5 -23	-11 -29
Peste 18 până la 30	0 -9	+20 +7	+28 +7	+13 0	+21 0	+33 -0	+8 -5	+12 -9	+2 -11	+6 -15	-4 -17	0 -21	-11 -24	-7 -28	-14 -35
Peste 30 până la 50	0 -11	+25 +9	+34 +9	+16 0	+25 0	+39 0	+10 -6	+14 -11	+3 -13	+7 -18	-4 -20	0 -25	-12 -28	-8 -33	-17 -42
Peste 50 până la 80	0 -13	+29 +10	+40 +10	+19 0	+30 0	+46 0	+13 -6	+18 -12	+4 -15	+9 -21	-5 -24	0 -30	-14 -33	-9 -39	-21 -51
Peste 80 până la 120	0 -15	+34 +12	+47 +12	+22 0	+35 0	+54 0	+16 -6	+22 -13	+4 -18	+10 -25	-6 -28	0 -35	-16 -38	-10 -45	-24 -59
Peste 120 până la 150	0 -18	+39 +14	+54 +14	+25 0	+40 0	+63 0	+18 -7	+26 -14	+4 -21	+12 -28	-8 -33	0 -40	-20 -45	-12 -52	-28 -68
Peste 150 până la 180	0 -25	+39 +14	+54 +14	+25 0	+40 0	+63 0	+18 -7	+26 -14	+4 -21	+12 -28	-8 -33	0 -40	-20 -45	-12 -52	-28 -68
Peste 180 până la 250	0 -30	+44 +15	+61 +15	+29 0	+46 0	+72 0	+22 -7	+30 -16	+5 -24	+13 -33	-8 -37	0 -46	-22 -51	-14 -60	-33 -79
Peste 250 până la 315	0 -35	+49 +17	+69 +17	+32 0	+52 0	+81 0	+25 -7	+36 -16	+5 -27	+16 -36	-9 -41	0 -52	-25 -57	-14 -66	-36 -88
Peste 315 până la 400	0 -40	+54 +18	+75 +18	+36 0	+57 0	+89 0	+29 -7	+39 -18	+7 -29	+17 -40	-10 -46	0 -57	-26 -62	-16 -73	-41 -98
Peste 400 până la 500	0 -45	+60 +20	+83 +20	+40 0	+63 0	+97 0	+33 -7	+43 -20	+8 -32	+18 -45	-10 -50	0 -63	-27 -67	-17 -80	45 -108



Abaterile limită ale diametrului interior al rulmenților din clasa de precizie PO și abaterile limită ale diametrului arborilor cu care se assemblează rulmenții

Diametrul nominal al arborelui mm	Abaterile limită ale diameterului interior al rulmentu- lui $\mu\text{m}$	Simbolul cimpului de toleranță al arborelui														
		f6	g6	h5	h6	j5	j6	j6	k5	k6	m5	m6	n6	p6	r6	r7
		Abateri limită, $\mu\text{m}$														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Peste 3 până la 6	0 -8	-10 -18	-4 -12	0 -5	0 -8	+3 -2	+6 -2	+4 -4	+6 +1	+9 +1	+9 +4	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +15
Peste 6 până la 10	0 -8	-13 -22	-5 -14	0 -6	0 -9	+4 -2	+7 -2	+4,5 -4,5	+7 +1	+10 +1	+12 +6	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+34 +19
Peste 10 până la 18	0 -8	-16 -27	-6 -17	0 -8	0 -11	+5 -3	+8 -3	+5,5 -5,5	+9 +1	+12 +1	+15 +7	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+41 +23
Peste 18 până la 30	0 -10	-20 -33	-7 -20	0 -9	0 -13	+5 -4	+9 -4	+6,5 -6,5	+11 +2	+15 +2	+17 +8	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+49 +28
Peste 30 până la 50	0 -12	-25 -41	-9 -25	0 -11	0 -16	+6 -5	+11 -5	+8 -8	+13 +2	+18 +2	+20 +9	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +34
Peste 50 până la 65	0 -15	-30 -49	-10 -29	0 -13	0 -19	+6 -7	+12 -7	+9,5 -9,5	+15 +2	+21 +2	+24 +11	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+71 +41
Peste 65 până la 80															+62 +43	+73 +43

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Peste 80 pînă la 100	0 -20	-36 -58	-12 -34	0 -15	0 -22	+6 -9	+13 -9	+11 -11	+18 +3	+25 +3	+28 +13	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+86 +51
Peste 100 pînă la 120															+76 +54	+89 +54
Peste 120 pînă la 140															+88 +63	+103 +63
Peste 140 pînă la 160	0 -25	-43 -68	-14 -39	0 -18	0 -25	+7 -11	+14 -11	+12,5 -12,5	+21 +3	+28 +3	+33 +15	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+90 +65	+105 +65
peste 160 pînă la 180															+93 +68	+108 +68
peste la 180 pînă la 200															+106 +77	+123 +77
Peste 200 pînă la 225	0 -30	-50 -79	-15 -44	0 -20	0 -29	+7 -13	+16 -13	+14,5 -14,5	+24 +4	+33 +4	+37 +17	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+109 +80	+126 +80
Peste 225 pînă la 250															+113 +84	+130 +84
Peste 250 pînă la 280	0 -35	-56 -88	-17 -49	0 -23	0 -32	+7 -16	+16 -16	+16 -16	+27 +4	+36 +4	+43 +20	+52 +20	+66 +34	+88 +56	+126 +94	+146 +94
Peste 280 pînă la 315															+130 +98	+150 +98
Peste 315 pînă la 355	0 -40	-62 -98	-18 -54	0 -25	0 -36	+7 -18	+18 -18	+18 -18	+29 +4	+40 +4	+46 +21	+57 +21	+73 +37	+98 +62	+144 +108	+165 +108
Peste 355 pînă la 400															+150 +114	+171 +114



# 8

## CONTROLUL DIMENSIUNILOR ȘI SUPRAFEȚELOR CU AJUTORUL CALIBRELOR LIMITATIVE

Calibrele limitative sînt mijloace speciale, care se folosesc pentru controlul și verificarea pieselor în producție de serie mare și de masă, asigurînd o productivitate corespunzătoare productivității prelucrării sau execuției pieselor.

### 8.1. CLASIFICAREA ȘI PRINCIPIUL DE LUCRU AL CALIBRELOR

Prin verificarea cu ajutorul calibrelor limitative, nu se determină valorile efective și nici abaterile efective ale dimensiunilor, ci se stabilește numai dacă acestea se găsesc între limitele prescrise. Ca urmare, calibrele nu sînt prevăzute cu mecanism de amplificare și cu mecanism indicator și nu se face nici o citire. În consecință, timpul de control se reduce considerabil, se mărește foarte mult productivitatea și comoditatea controlului și sînt înlăturate diferite erori (de indicație, de citire etc.), proprii mării majorități a mijloacelor de măsurare și control.

Din punctul de vedere al poziției suprafețelor sau dimensiunilor pe care le controlează, calibrele se clasifică în :

- calibre pentru suprafețe sau dimensiuni exterioare ;
- calibre pentru suprafețe sau dimensiuni interioare.

Calibrele pentru controlul dimensiunilor (suprafețelor) exterioare au formă de potcoavă sau de inel, iar cele pentru controlul dimensiunilor (suprafețelor) interioare au formă de tampon (cilindric complet, cilindric incomplet, sferic etc.) ; cu alte cuvinte, suprafața sau suprafețele active ale calibrelor constituie negativul suprafeței care se controlează.

După felul dimensiunii sau a suprafeței de controlat, calibrele pot fi : calibre pentru verificarea arborilor cilindrici sau alezajelor cilindrice ; calibre pentru controlul dimensiunilor (lungimii, lățimii, grosimii, înălțimii și adîncimii) suprafețelor care formează ajustaje plane ; calibre pentru controlul distanței dintre axele a două alezaje sau dintre axa unui alezaj și o suprafață plană ; calibre pentru controlul asimetriei suprafețelor etc.

Din punctul de vedere al destinației lor, calibrele se clasifică în :

- calibre de lucru, folosite de către muncitorii care execută piesele pe mașini-unelte ;
- calibre de control, utilizate de către personalul din serviciul de control tehnic al secției ;
- calibre de recepție, utilizate de către controlorii tehnici care fac recepția pieselor ;
- contracalibre, care servesc la verificarea calibrelor în timpul executării lor și în exploatare.

Din punctul de vedere al dimensiunii limită după care verifică piesele, se deosebesc :

- calibre partea „trece“ ;
- calibre partea „nu trece“.

Această clasificare este direct legată de principiul pe care se bazează concepția și utilizarea calibrelor.

Principiul de verificare cu ajutorul calibrelor, aplicabil la verificarea oricărui fel de suprafețe, va fi exemplificat, în cele ce urmează, pe arbori și alezaje cilindrice.

În figura 8.1. este prezentată *schema de principiu pentru verificarea arborilor*. Astfel, arborii prelucrați trebuie să aibă diametrul efectiv cuprins între diametrul maxim prescris ( $d_{max}$ ) și diametrul minim prescris ( $d_{min}$ ). Cu un calibru se verifică dacă arborii au diametrul efectiv mai mic sau cel mult egal cu diametrul maxim, respectiv dacă arborii nu au, cumva, diametrul efectiv mai mare decât  $d_{max}$ . Arborii corespunzători trebuie să treacă prin acest calibru, care se numește partea „trece“. În principiu, dimensiunea nominală a acestui

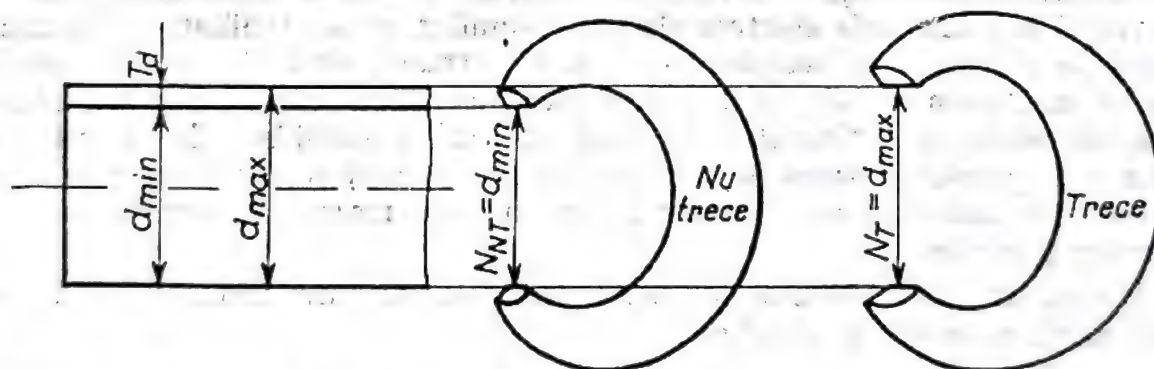


Fig. 8.1. Schema de principiu pentru verificarea arborilor cu ajutorul calibrelor limitative.

calibru este egală cu diametrul maxim admis pentru arbori. Cu un al doilea calibr trebuie să se verifice și dacă arborii au diametrul efectiv mai mare sau cel puțin egal cu diametrul minim prescris, respectiv dacă diametrul efectiv nu este mai mic decât  $d_{min}$ . Arborii corespunzători nu trebuie să treacă prin acest calibr, care se numește partea „nu trece“. În principiu, dimensiunea nominală a calibrului partea „nu trece“ este egală cu diametrul minim prescris al arborilor. Arborii care nu trec prin calibrul partea „trece“, respectiv care au diametrul efectiv mai mare decât  $d_{max}$ , constituie piese rebut recuperabil, întrucât, printr-o prelucrare suplimentară, diametrele lor pot fi micșorate și aduse între limitele prescrise. Arborii care trec prin calibrul partea „nu trece“ sînt,



în marea majoritate a cazurilor, rebuturi nerecuperabile, ce mai pot fi utilizate doar pentru executarea unor piese cu dimensiuni mai mici.

În figura 8.2 este prezentată *schema de principiu pentru verificarea alezajelor*. Ca și arborii, alezajele prelucrate trebuie să aibă, pentru diametrul efectiv, valori cuprinse între diametrul maxim prescris ( $D_{max}$ ) și diametrul minim prescris ( $D_{min}$ ). Cu un calibru se verifică dacă alezajele au (sau nu au) dia-

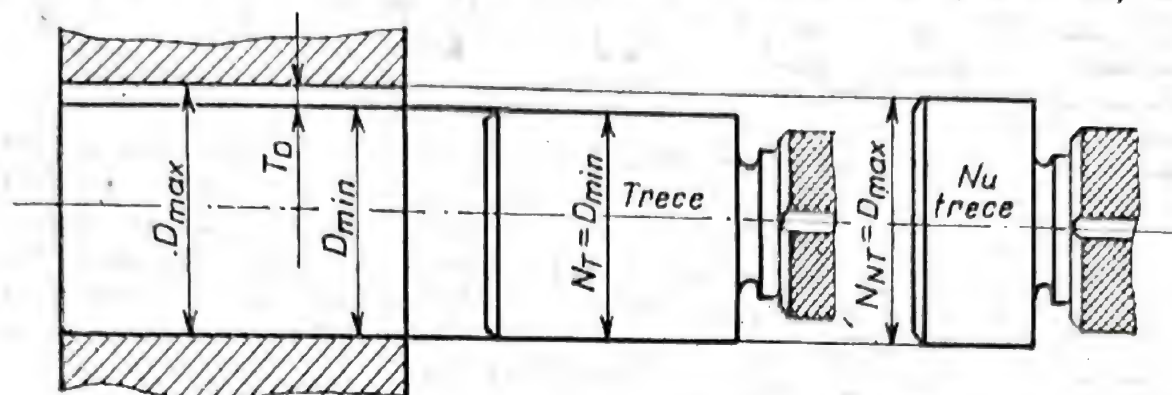


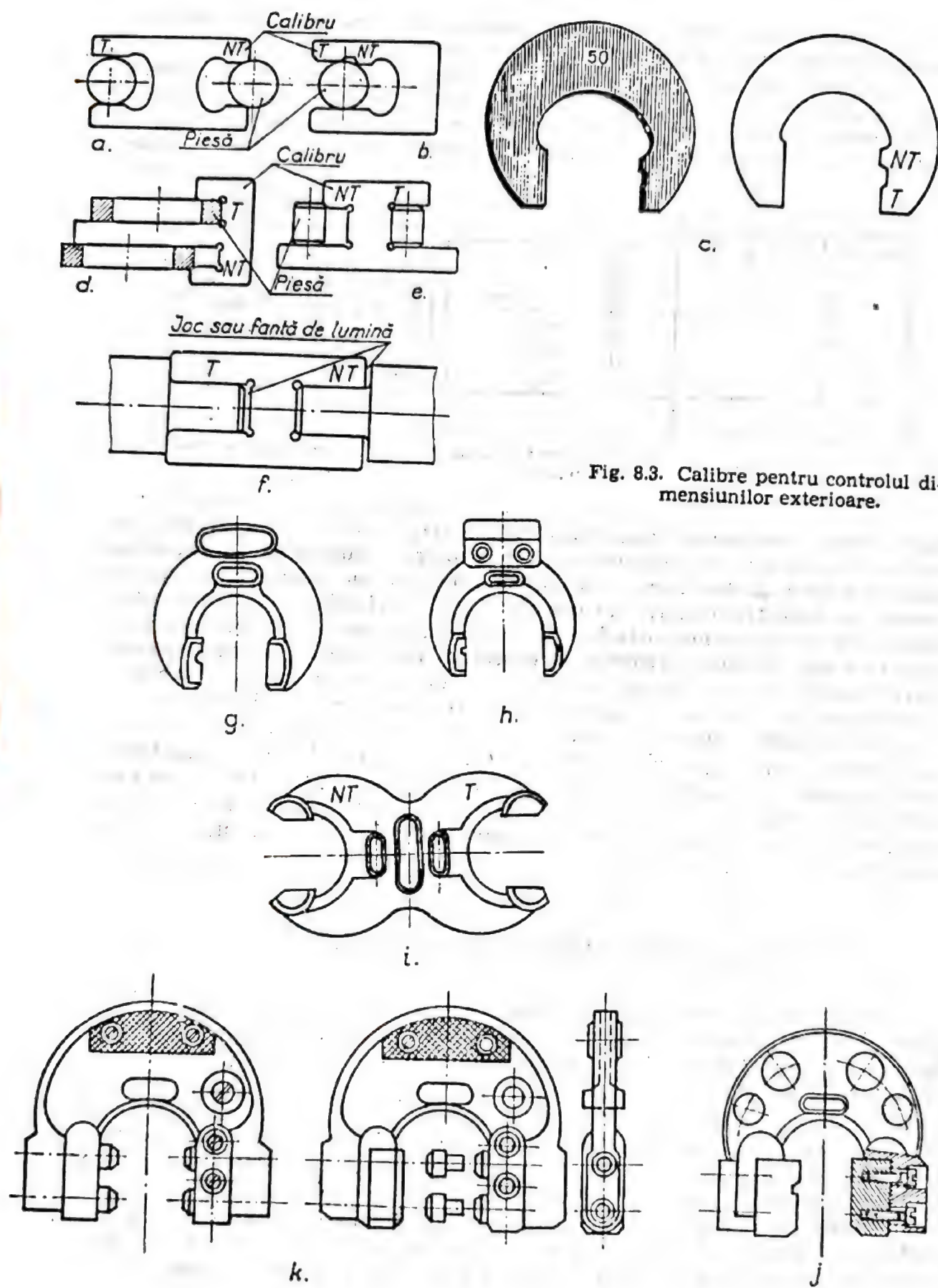
Fig. 8.2. Schema de principiu pentru verificarea alezajelor cu ajutorul calibrelor limitative.

metrul efectiv mai mare ori cel puțin egal cu  $D_{min}$ . Acest calibru trebuie să treacă prin alezajele considerate corespunzătoare și, din acest motiv, el se numește calibru partea „trece”. Alezajele, prin care nu trece calibrul partea „trece”, au diametrul efectiv mai mic decât  $D_{min}$  și ele sînt considerate rebut recuperabil (diametrul lor poate fi mărit și adus între limitele prescrise printr-o prelucrare suplimentară). Teoretic, dimensiunea nominală a calibrului partea „trece” pentru alezaje este egal cu  $D_{min}$ . Cu un al doilea calibru se verifică dacă alezajele au (sau nu au) diametrul efectiv mai mic ori cel mult egal cu  $D_{max}$ . Acest calibru, care se numește partea „nu trece”, are diametrul nominal egal, teoretic, cu  $D_{max}$  și el nu trebuie să treacă prin alezajele considerate corespunzătoare. Alezajele, prin care trece calibrul partea „nu trece”, au diametrul efectiv mai mare decât  $D_{max}$  și ele sînt considerate rebuturi nerecuperabile, ce mai pot fi folosite, eventual, pentru executarea unor piese cu alte dimensiuni.

## 8.2. TIPURI CONSTRUCTIVE DE CALIBRE

Calibrele se execută în diferite tipuri constructive, în funcție de mărimea și precizia dimensiunilor pieselor care se verifică, de productivitatea necesară în timpul controlului, de economicitatea și comoditatea mînuirii calibrului și de alți factori.

În figura 8.3 sînt prezentate cîteva tipuri de calibre pentru controlul dimensiunilor exterioare. Astfel, calibrul plat bilateral cu limitele „trece” și „nu trece” (fig. 8.3,a) se execută din tablă și se utilizează, de obicei, pentru controlul pieselor cu dimensiuni pînă la 50 mm. Calibrul plat unilateral „trece” și „nu trece” (fig. 8.3,b), executat tot din tablă, asigură, în comparație cu primul tip, un control mult mai rapid (mai productiv) și se folosește la verificarea pieselor tip arbore (cilindric sau de altă formă), cu dimensiuni pînă la







80 mm. În figura 8.3, c este prezentat un calibru-potcoavă unilateral, partea „trece” și „nu trece”, folosit pentru verificarea suprafețelor cilindrice (arbori) sau plate cu diametre, respectiv, dimensiuni până la 300 mm. (calibrele pentru dimensiuni mai mari de 100 mm au corpul prevăzut cu găuri pentru micșorarea masei). În figura 8.3, d și 8.3, e sînt prezentate un calibru plat pentru verificarea lățimii inelelor și, respectiv, un calibru plat pentru verificarea lungimii unor piese de dimensiuni mici. Calibrul plat din figura 8.3, f servește pentru verificarea, la fantă de lumină, a lungimii sau înălțimii proeminențelor ori treptelor unor piese.

Calibrele-potcoavă matrițate, unilaterale „trece” și „nu trece” (fig. 8.3, g și 8.3, h) sau bilaterale (fig. 8.3, i) sînt mai robuste și mai rigide și se folosesc pentru controlul pieselor cu dimensiuni până la 200 mm. Calibrele pentru controlul pieselor de dimensiuni mari au corpul executat prin turnare, iar partea activă (cu suprafețe de lucru) poate fi formată din pastile schimbabile (fig. 8.3, j) sau din cepuri cilindrice (fig. 8.3, k). În ultimul caz, calibrul poate fi folosit pentru o gamă mai mare de dimensiuni, reglarea lui făcîndu-se cu ajutorul calelor plan-paralele.

În figura 8.4. sînt prezentate cîteva tipuri de calibre pentru controlul dimensiunilor și suprafețelor interioare. Calibrele tampon cilindrice simple, utilizate mai mult pentru verificarea alezajelor cilindrice cu diametrul până la 80 mm, pot fi: cu o singură limită („trece” — fig. 8.4, a și „nu trece” — fig. 8.4, b), bilaterale cu două limite (fig. 8.4, c) și unilaterale cu două limite (fig. 8.4, d); ultimul tip este mai productiv. Pentru verificarea suprafețelor interioare cu dimensiuni sub 5—6 mm, se folosesc calibre subțiri de tipul celor prezentate în figura 8.4, e și 8.4. f. Pentru controlul alezajelor cu diametre între 30 și 120 mm, se pot utiliza calibre compuse (fig. 8.4, g), la care părțile cilindrice active se fixează pe mîner cu ajutorul șuruburilor. De menționat că, cu ajutorul calibrelor cilindrice partea „trece” se poate face și verificarea formei geometrice a alezajelor străpunse, iar, din motive ușor de înțeles, calibrele partea „nu trece” sînt mai înguste decît partea „trece”. Dimensiunile suprafețelor interioare de formă cilindrică sau de altă formă se pot controla și cu ajutorul calibrelor plate bilaterale. (fig. 8.4, h) sau unilaterale (fig. 8.4, i). Suprafețele interioare de dimensiuni mari (peste 100 mm) se verifică, de obicei, cu ajutorul calibrelor tampon incomplete (fig. 8.4. j) care pot fi cu o limită sau cu două limite. Dimensiunile interioare foarte mari (pînă la și peste 1 000 mm) se verifică cu ajutorul calibrelor vergea cu capete sferice (fig. 8.4, k). Adîncimea unor cavități se poate verifica la fantă de lumină cu ajutorul unor calibre de tipul celui prezentat în figura 8.4, l, iar pentru verificarea lungimii treptelor unor alezaje, se pot utiliza calibre de felul celui prezentat în figura 8.4, m. În afara calibrelor deja prezentate, pentru verificarea suprafețelor interioare se mai pot utiliza, după caz, calibre tampon sferice, calibre tampon incomplete reglabile și altele.

### 8.3. SISTEMUL ISO DE TOLERANȚE PENTRU CALIBRE ȘI CONTRACALIBRE

Fiînd mijloace de control, calibrele trebuie să se execute la o precizie mult mai mare decît a pieselor pe care le controlează. În funcție de valoarea dimensiunilor nominale și de precizia acestora, toleranța calibrului constituie, în

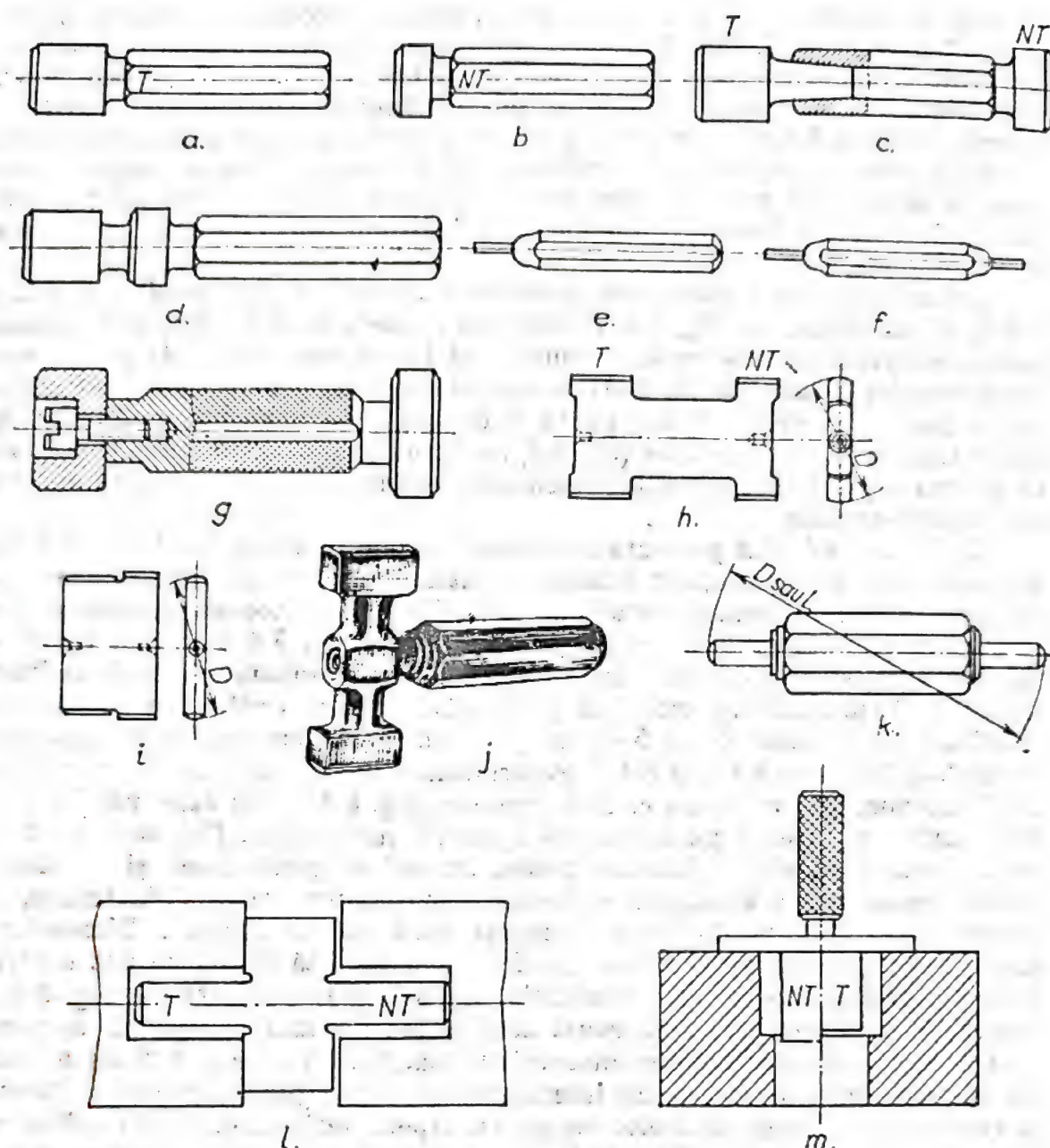


Fig. 8.4. Calibre pentru controlul dimensiunilor interioare.

general, de la  $\frac{1}{3}$  pînă la  $\frac{1}{10}$  din toleranța la dimensiunea piesei verificate. Dacă la dimensiunea calibrelor de lucru partea „nu trece” se prevede o toleranță obișnuită de execuție (ca la orice piesă), la dimensiunea calibrului de lucru partea „trece” este prevăzută (în afara toleranței de execuție obișnuită) și o așa-numită *toleranță de uzură*, care este, de fapt, un strat de material ce urmează a se consuma treptat în perioada de folosire a calibrelor. Necesitatea toleranței de uzură este impusă de faptul că suprafața activă a calibrului partea „trece” vine în contact funcțional cu marea majoritate a pieselor controlate și, deci, se uzează în mult mai mare măsură decît calibrul partea „nu trece”.

În figura 8.5 sînt prezentate pozițiile cîmpurilor de toleranță ale calibrelor și contraalibrelor pentru verificarea arborilor (suprafețelor exterioare). Între pozițiile toleranțelor calibrelor pentru verificarea arborilor cu dimensiuni pînă



la 180 mm inclusiv (fig. 8.5, a) și pozițiile toleranțelor pentru verificarea arborilor cu dimensiuni peste 180 mm (fig. 8.5, b) există anumite deosebiri, care vor fi arătate în cele ce urmează.

Dimensiunea nominală a calibrului partea „trece” (notat cu „ $T_{nou}$ ”) pentru verificarea arborilor cu orice dimensiune este egală cu diametrul maxim prescris al arborelui  $d_{max}$  minus o valoare  $z_1$ . Toleranța de fabricație (de execuție) a

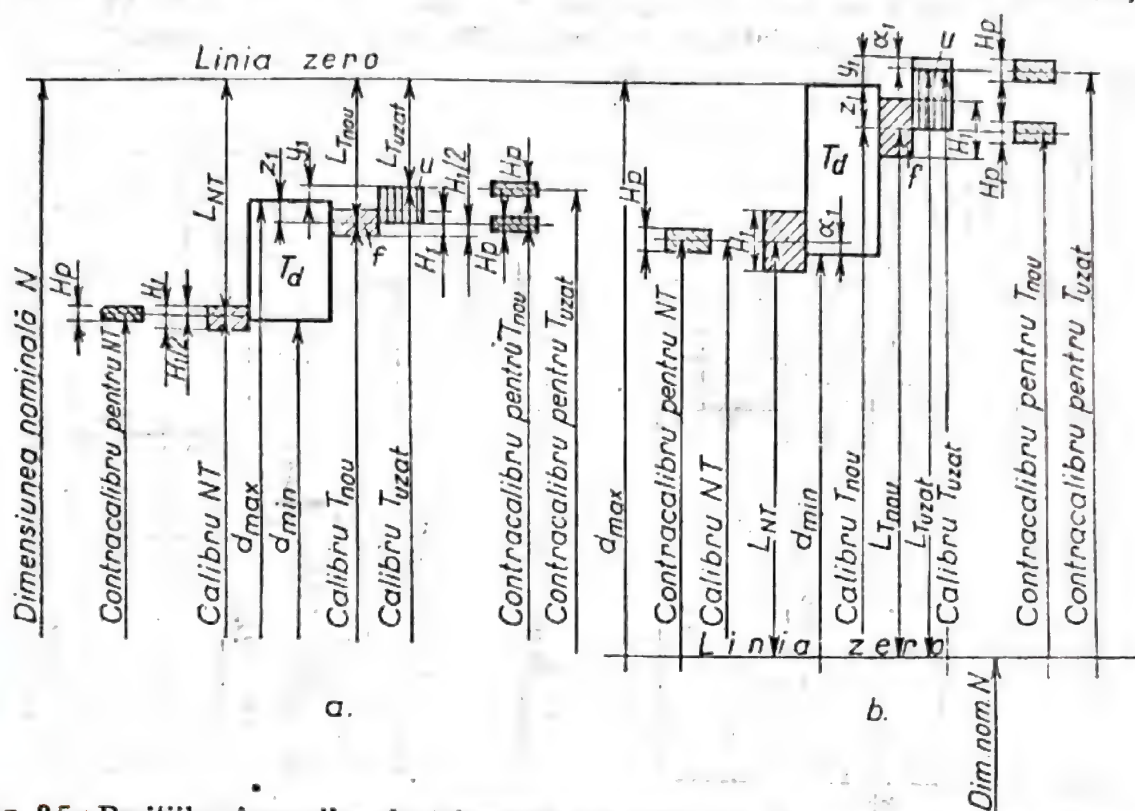


Fig. 8.5. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale calibrelor pentru verificarea arborilor.

calibrului, notată cu  $H_1$ , este dată simetric față de această dimensiune nominală ( $\pm \frac{H_1}{2}$ ). Toleranța de uzură începe de la mijlocul toleranței de fabricație și ajunge peste diametrul maxim la o distanță  $y_1$  (la calibrele pentru verificarea arborilor cu treptele de precizie 9–16,  $y_1=0$ ); în felul acesta, dimensiunea calibrului uzat este  $T_{uzat}=d_{max}+y_1$  pentru dimensiuni nominale ale arborilor verificați pînă la 180 mm și  $T_{uzat}=d_{max}+y_1-\alpha_1$  pentru dimensiuni nominale peste 180 mm,  $\alpha_1$  fiind o zonă de siguranță pentru compensarea erorilor de măsurare.

Dimensiunea nominală a calibrului partea „nu trece” (notat cu „NT”) este egală cu diametrul minim prescris ( $d_{min}$ ) al arborilor — pentru dimensiuni pînă la 180 mm și cu  $d_{min}+\alpha_1$  — pentru dimensiuni peste 180 mm. Toleranța de fabricație a calibrului NT este dată simetric față de dimensiunea nominală a lui ( $\pm \frac{H_1}{2}$ ).

Contracalibrele pentru verificarea calibrelor de lucru au, ca dimensiuni nominale, dimensiunea nominală a calibrului  $T_{nou}$ , dimensiunea maximă de uzură a calibrului  $T_{uzat}$  și, respectiv, dimensiunea nominală a calibrului NT; toleranțele contracalibrelor ( $H_p$ ) sînt date simetric față de dimensiunile nominale ale lor.

Dimensiunile nominale ale calibrelor  $T_{nou}$ ,  $T_{uzat}$  și  $NT$  pentru arbori se pot calcula și cu ajutorul valorilor  $L_{T_{nou}}$ ,  $L_{T_{uzat}}$  și  $L_{NT}$ , care sînt diferențele dintre respectivele dimensiuni nominale și dimensiunea nominală a arborilor verificați.

Valorile  $y_1$ ,  $z_1$  și  $\alpha_1$  și treptele de precizie ale calibrelor sînt date în STAS 8222-68, iar valorile  $L_{T_{nou}}$ ,  $L_{T_{uzat}}$  și  $L_{NT}$ , abaterile limită la dimensiune și toleranțele de formă ale calibrelor și contracalibrelor sînt date în STAS 8223-68.

În figura 8.6,  $a$  și  $b$  sînt prezentate pozițiile cîmpurilor de toleranță ale calibrelor pentru verificarea alezajelor.

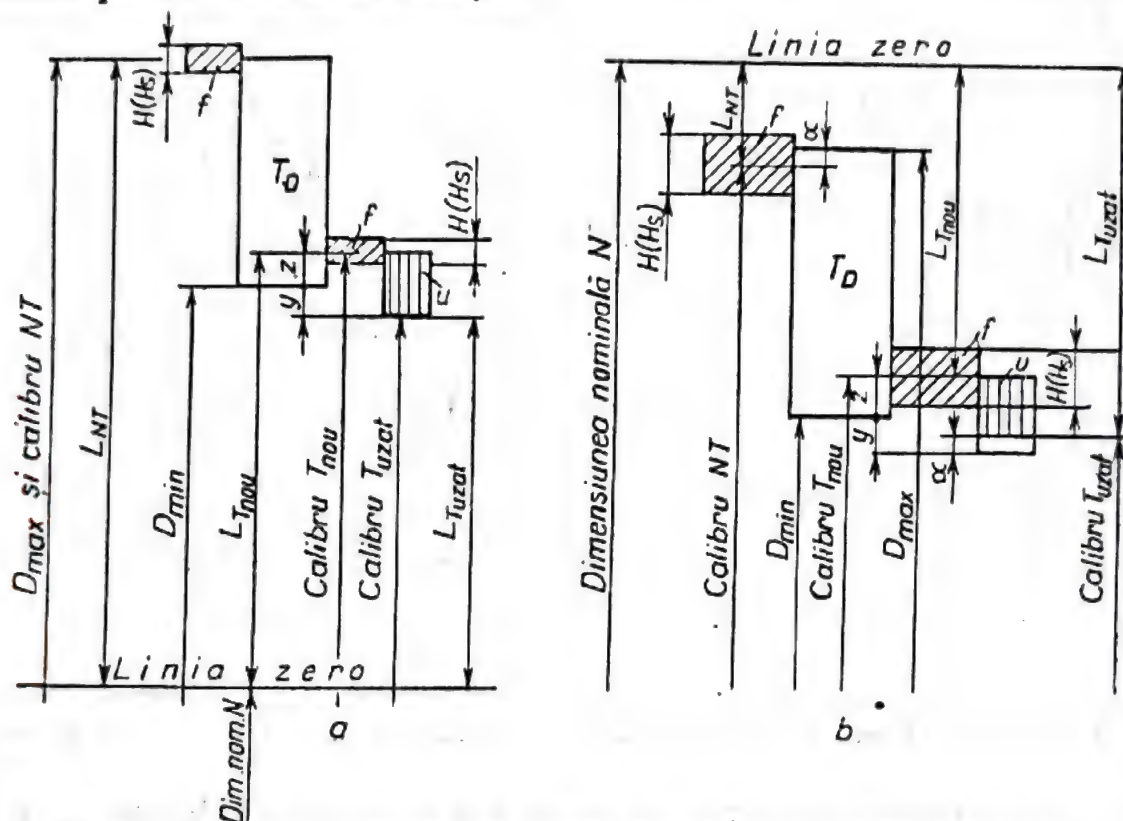


Fig. 8.6. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale calibrelor pentru verificarea alezajelor.

Dimensiunea nominală a calibrului  $T_{nou}$  pentru verificarea alezajelor cu orice dimensiune este egală cu diametrul minim prescris  $D_{min}$  al alezajului plus o valoare  $z$ . Toleranța de fabricație, notată cu  $H$  pentru calibre-tampon cilindrice și cu  $H_s$  pentru calibre tampon sferice, este dată simetric față de această dimensiune nominală ( $\pm \frac{H}{2}$ , respectiv  $\pm \frac{H_s}{2}$ ). Toleranța de uzură începe de la mijlocul toleranței de fabricație și ajunge sub diametrul minim prescris la o distanță  $y$  (la calibrele pentru verificarea alezajelor cu treptele de precizie 9–16,  $y=0$ ); în acest fel, dimensiunea calibrului uzat este egală cu  $D_{min}-y$  pentru dimensiuni ale alezajelor pînă la 180 mm și cu  $D_{min}-y+\alpha$  pentru dimensiuni peste 180 mm (ca și la calibrele pentru arbori,  $\alpha$  este o zonă de siguranță pentru compensarea erorilor de măsurare).

Dimensiunea nominală a calibrului  $NT$  este egală cu diametrul maxim prescris  $D_{max}$  al alezajului pentru dimensiuni pînă la 180 mm și cu  $D_{max}-\alpha$  pentru dimensiuni peste 180 mm. Toleranța de fabricație a calibrului  $NT$  este dată simetric față de dimensiunea nominală a lui ( $\pm \frac{H}{2}$ , respectiv  $\pm \frac{H_s}{2}$ ).



Dimensiunile nominale ale calibrelor  $T_{nou}$ ,  $T_{uzat}$  și  $NT$  se pot calcula și cu ajutorul valorilor  $L_{T_{nou}}$ ,  $L_{T_{uzat}}$  și  $L_{NT}$ , care au aceeași semnificație ca la calibrele pentru arbori.

Valorile  $z$ ,  $y$  și  $\alpha$  și treptele de precizie ale calibrelor sînt date în STAS 8222-68, iar valorile  $L_{T_{nou}}$ ,  $L_{T_{uzat}}$  și  $L_{NT}$ , abaterile limită de dimensiune și toleranțele de formă ale calibrelor pentru verificarea alezajelor sînt date în STAS 8221-68.

Calibrele-tampon nu se verifică cu ajutorul contracalibrelor, ci cu ajutorul unor aparate universale ca : optimetrul, microscopul universal de măsurare etc.

De menționat că, în sistemul ISO, nu sînt prevăzute calibre de control și calibre de recepție, dar în această calitate pot fi utilizate calibre de lucru  $T$  și  $NT$ , uzate într-o anumită măsură.

**Exemplul 8.1.** Să se determine dimensiunile nominale și toleranțele calibrelor pentru verificarea arborilor  $\varnothing 20 \begin{smallmatrix} -0,020 \\ -0,041 \end{smallmatrix}$  (f7) (v. fig. 8.5, a).

Dimensiunile limită ale arborilor sînt :

$$d_{max}=19,980 \text{ mm} ; d_{min}=19,959 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor  $z_1$  și  $y_1$  :

– dimensiunea și toleranța calibrului „trece” nou :

$$T_{nou}=(d_{max}-z_1)\pm\frac{H_1}{2}=(19,980-0,003)\pm0,002=19,977\pm0,002 \text{ mm} ;$$

– dimensiunea calibrului „trece” uzat ;

$$T_{uzat}=d_{max}+y_1=19,980+0,003=19,983 \text{ mm}.$$

– dimensiunea și toleranța calibrului „nu trece” :

$$NT=d_{min}\pm\frac{H_1}{2}=19,959\pm0,002 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor  $L_{T_{nou}}$ ,  $L_{T_{uzat}}$  și  $L_{NT}$  :

– dimensiunea și toleranța calibrului „trece” nou :

$$T_{nou}=(N+L_{T_{nou}})\pm\frac{H_1}{2}=(20-0,023)\pm0,002=19,977\pm0,002 \text{ mm} ;$$

– dimensiunea calibrului „trece” uzat :

$$T_{uzat}=N+L_{T_{uzat}}=20-0,017=19,983 \text{ mm}.$$

– dimensiunea și toleranța calibrului „nu trece” :

$$NT=(N+L_{NT})\pm\frac{H_1}{2}=(20-0,041)\pm0,002=19,959\pm0,002 \text{ mm}.$$

Dimensiunile și toleranțele contracalibrelor :

– dimensiunea și toleranța contracalibrului pentru calibrul „trece” nou :

$$CT_{nou}=19,977\pm0,00075 \text{ mm} ;$$

– dimensiunea și toleranța contracalibrului pentru calibrul „trece” uzat :

$$CT_{uzat}=19,983\pm0,00075 \text{ mm} ;$$

– dimensiunea și toleranța contracalibrului pentru calibrul „nu trece” :

$$CNT=19,959\pm0,00075 \text{ mm}.$$

**Exemplul 8.2.** Să se determine dimensiunile nominale și toleranțele calibrelor pentru verificarea arborilor  $\varnothing 250 \begin{smallmatrix} +0,113 \\ +0,084 \end{smallmatrix}$  (r6) (v. fig. 8.5, b).

Dimensiunile limită ale arborilor sînt :

$$d_{max}=250,113 \text{ mm} ; d_{min}=250,084 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor  $z_1$ ,  $y_1$  și  $\alpha_1$ :

– dimensiunile și toleranța calibrului „trece” nou:

$$T_{nou} = (d_{max} - z_1) \pm \frac{H_1}{2} = (250,113 - 0,007) \pm 0,005 = 250,106 \pm 0,005 \text{ mm}$$

– dimensiunea calibrului „trece” uzat:

$$T_{uzat} = d_{max} + y_1 - \alpha_1 = 250,113 + 0,005 - 0,002 = 250,116 \text{ mm};$$

– dimensiunea și toleranța calibrului „nu trece”:

$$NT = (d_{min} + \alpha_1) \pm \frac{H_1}{2} = (250,084 + 0,002) \pm 0,005 = 250,086 \pm 0,005 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor  $L_{T_{nou}}$ ,  $L_{T_{uzat}}$  și  $L_{NT}$ :

– dimensiunea și toleranța calibrului „trece” nou:

$$T_{nou} = (N + L_{T_{nou}}) \pm \frac{H_1}{2} = (250 + 0,106) \pm 0,005 = 250,106 \pm 0,005 \text{ mm};$$

– dimensiunea calibrului „trece” uzat:

$$T_{uzat} = N + L_{T_{uzat}} = 250 + 0,116 = 250,116 \text{ mm};$$

– dimensiunea și toleranța calibrului „nu trece”:

$$NT = (N + L_{NT}) \pm \frac{H_1}{2} = (250 + 0,086) \pm 0,005 = 250,086 \pm 0,005 \text{ mm}.$$

Dimensiunile și toleranțele contracalibrelor:

– dimensiunea și toleranța contracalibrului pentru calibrul „trece” nou:

$$CT_{nou} = 250,106 \pm 0,00225 \text{ mm};$$

– dimensiunea și toleranța contracalibrului pentru calibrul „trece” uzat:

$$CT_{uzat} = 250,116 \pm 0,00225 \text{ mm};$$

– dimensiunea și toleranța contracalibrului pentru calibrul „nu trece”

$$CNT = 250,086 \pm 0,00225 \text{ mm}.$$

**Exemplul 8.3.** Să se determine dimensiunile nominale și toleranțele calibrelor pentru

verificarea alezajelor  $\varnothing 35 \begin{smallmatrix} +0,119 \\ +0,080 \end{smallmatrix}$  (D8) (v. fig. 8.6, a).

Dimensiunile limită ale alezajelor sînt:

$$D_{max} = 35,119 \text{ mm}; D_{min} = 35,080 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor  $z$  și  $y$ :

– dimensiunea și toleranța calibrului „trece” nou:

$$T_{nou} = (D_{min} + z) \pm \frac{H}{2} = (35,080 + 0,006) \pm 0,002 = 35,086 \pm 0,002 \text{ mm};$$

– dimensiunea calibrului „trece” uzat:

$$T_{uzat} = D_{min} - y = 35,080 - 0,005 = 35,075 \text{ mm};$$

– dimensiunea și toleranța calibrului „nu trece”:

$$NT = D_{max} \pm \frac{H}{2} = 35,119 \pm 0,002 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor  $L_{T_{nou}}$ ,  $L_{T_{uzat}}$  și  $L_{NT}$ :

– dimensiunea și toleranța calibrului „trece” nou:

$$T_{nou} = (N + L_{T_{nou}}) \pm \frac{H}{2} = (35 + 0,086) \pm 0,002 = 35,086 \pm 0,002 \text{ mm}$$

– dimensiunea calibrului „trece” uzat:

$$T_{uzat} = N + L_{T_{uzat}} = 35 + 0,075 = 35,075 \text{ mm};$$

– dimensiunea și toleranța calibrului „nu trece”:

$$NT = (N + L_{NT}) \pm \frac{H}{2} = (35 + 0,119) \pm 0,002 = 35,119 \pm 0,002 \text{ mm}.$$



**Exemplul 8.4.** Să se determine dimensiunile nominale și toleranțele calibrelor pentru verificarea alezajelor  $\varnothing 200 \begin{smallmatrix} -0,014 \\ -0,060 \end{smallmatrix}$  (N 7) (v. fig. 8.6, b).

Dimensiunile limită ale alezajelor sînt:

$$D_{max} = 199,986 \text{ mm}; D_{min} = 199,940 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor  $z$ ,  $y$  și  $\alpha$ :

— dimensiunea nominală și toleranța calibrului „trece” nou:

$$T_{nou} = (D_{min} + z) \pm \frac{H}{2} = (199,940 + 0,007) \pm 0,005 = 199,947 \pm 0,005 \text{ mm};$$

— dimensiunea calibrului „trece” uzat:

$$T_{uzat} = D_{min} - y + \alpha = 199,940 - 0,006 + 0,003 = 199,937 \text{ mm};$$

— dimensiunea și toleranța calibrului „nu trece”:

$$NT = (D_{max} - \alpha) \pm \frac{H}{2} = (199,986 - 0,003) \pm 0,005 = 199,983 \pm 0,005 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor  $L_{T_{nou}}$ ,  $L_{T_{uzat}}$  și  $L_{NT}$ :

— dimensiunea și toleranța calibrului „trece” nou:

$$T_{nou} = (N + L_{T_{nou}}) \pm \frac{H}{2} = (200 - 0,053) \pm 0,005 = 199,947 \pm 0,005 \text{ mm};$$

— dimensiunea calibrului „trece” uzat:

$$T_{uzat} = N + L_{T_{uzat}} = 200 - 0,063 = 199,937 \text{ mm};$$

— dimensiunea și toleranța calibrului „nu trece”:

$$NT = (N + L_{NT}) \pm \frac{H}{2} = (200 - 0,017) \pm 0,005 = 199,983 \pm 0,005 \text{ mm}.$$

#### 8.4. TOLERANȚELE CALIBRELOR PENTRU CONTROLUL SUPRAFETELOR CARE FORMEAZĂ AJUSTAJE PLANE

În general, pentru dimensiunile suprafețelor care formează ajustaje plane se pot adopta, corespunzător condițiilor funcționale mai mult sau mai puțin pretențioase, toleranțe ISO conform STAS 8100-68... 8110-68. Ca atare, toleranțele calibrelor și contracalibrelor utilizate pentru controlul acestor dimensiuni se stabilesc după metoda deja expusă la subcap. 8.3, conform STAS 8221-68... 8223-68. În acest caz, dimensiunile plane exterioare, respectiv dimensiunile suprafețelor plane cuprinse (exterioare), vor fi asimilate cu dimensiunile arborilor cilindri, iar dimensiunile plane interioare, respectiv dimensiunile suprafețelor plane cuprinzătoare (interioare), vor fi asimilate cu dimensiunile alezajelor cilindrice.

În alte cazuri, independent de cele prezentate prin STAS 8221-68... 8223-68, toleranțele de fabricație pentru calibrele „trece” și „nu trece” și toleranța de uzură pentru calibrele „trece” se pot calcula astfel:

$$T_c = T_u \approx \frac{T_L}{10} \text{ pentru } L \leq 100 \text{ mm};$$

$$T_c = T_u \approx \frac{T_L}{14} \text{ pentru } L > 100 \text{ mm},$$

În care  $T_L$  este toleranța dimensiunii. În ce privește pozițiile toleranțelor calibrelor în raport cu toleranța dimensiunii, se recomandă ca acestea să se stabilească corespunzător figurii 8.7, a — pentru calibrele potcoavă plane (la controlul dimensiunilor plane exterioare) și figurii 8.7, b — pentru calibrele tampon plane.

În acest fel, se respectă, principal, pozițiile prevăzute în STAS 8221-60 ... 8223-68, cu singura deosebire că dimensiunile nominale ale calibrelor se iau egale cu valorile limită corespunzătoare ale dimensiunilor care se controlează. Ca urmare, dimensiunile nominale și toleranțele calibrului „trece” nou sînt :

- pentru controlul dimensiunilor plane exterioare

$$T_{nou} = L_{max} \pm \frac{T_c}{2};$$

- pentru controlul dimensiunilor plane interioare.

$$T_{nou} = L_{min} \pm \frac{T_c}{2}.$$

Dimensiunile nominale și toleranțele calibrului „nu trece” sînt :

- pentru controlul dimensiunilor plane exterioare

$$NT = L_{min} \pm \frac{T_c}{2};$$

- pentru controlul dimensiunilor plane interioare

$$NT = L_{max} \pm \frac{T_c}{2}.$$

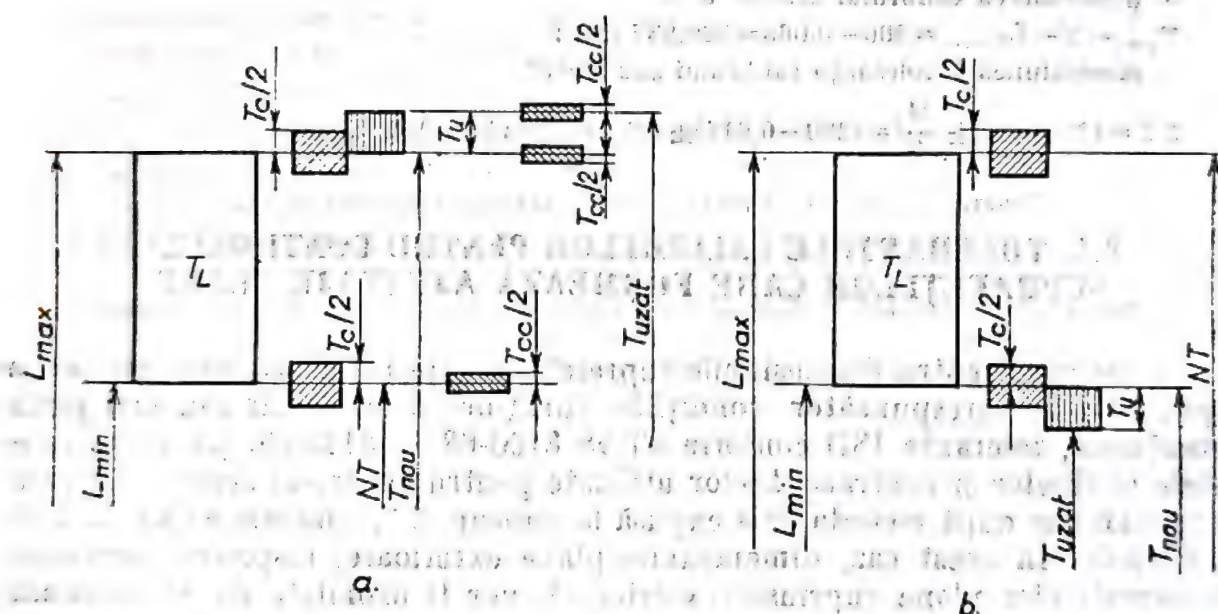


Fig. 8.7. Pozițiile cimpurilor de toleranță ale calibrelor plane.

Din cele arătate, rezultă că valoarea inițială a toleranței dimensiunii plane controlate este afectată de o variație  $\pm \frac{T_L}{10}$ , respectiv  $\pm \frac{T_L}{14}$ . Toleranțele contracalibrelor pentru verificarea calibrelor potcoavă (sau similare) se iau egale cu aproximativ 1/3 din toleranța calibrului și au poziții asemănătoare cu cele prevăzute în sistemul ISO (fig. 8.7, a).

### 8.5. CALIBRE PENTRU CONTROLUL DISTANȚEI DINTRE AXELE ALEZAJELOR

Controlul distanței dintre axe ale alezajelor cu ajutorul calibrelor se face ținând seama de influența toleranțelor la diametrele alezajelor, fie indiferent de variația valorilor efective ale diametrelor.



În primul caz, se controlează distanța dintre cele mai apropiate generatoare sau distanța dintre cele mai depărtate generatoare ale celor două alezaje. Fie, de exemplu, piesa prezentată în figura 8.8, a, la care diametrele  $D_1$  (al alezajului din stînga) și  $D_2$  (al alezajului din dreapta) sînt egale fiecare cu  $20^{+0,05}_0$  mm, iar distanța între axe  $L=100\pm 0,1$  mm. Distanța dintre cele mai apropiate generatoare ale alezajelor, notată cu  $X$  (fig. 8.8, b) și care poate fi controlată cu ajutorul unui calibru potcoavă plat, se determină astfel:

$$X = L - \left( \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} \right).$$

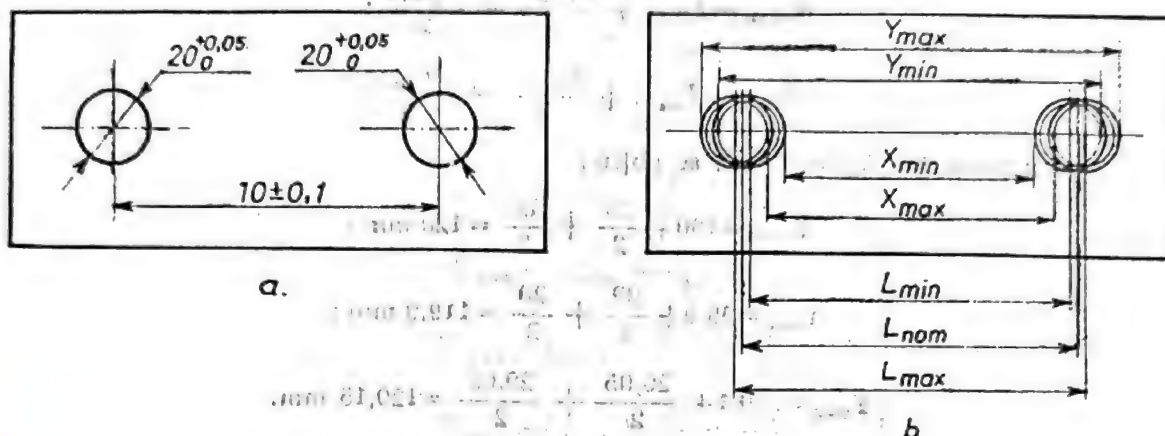


Fig. 8.8. Controlul distanței dintre axele alezajelor.

Dacă se ține seamă de valorile nominale și valorile limită prescrise ale lui  $L$ ,  $D_1$  și  $D_2$ , se obțin valoarea nominală și valorile limită ale lui  $X$ :

$$X_{nom} = L_{nom} - \left( \frac{D_{1nom}}{2} + \frac{D_{2nom}}{2} \right);$$

$$X_{min} = L_{min} - \left( \frac{D_{1max}}{2} + \frac{D_{2max}}{2} \right);$$

$$X_{max} = L_{max} - \left( \frac{D_{1min}}{2} + \frac{D_{2min}}{2} \right).$$

Pentru exemplul din figura 8.8, a se obțin:

$$X_{nom} = 100 - \left( \frac{20}{2} + \frac{20}{2} \right) = 80 \text{ mm};$$

$$X_{min} = 99,9 - \left( \frac{20,05}{2} + \frac{20,05}{2} \right) = 79,85 \text{ mm};$$

$$X_{max} = 100,1 - \left( \frac{20}{2} + \frac{20}{2} \right) = 80,10 \text{ mm}.$$

Prin urmare, pentru controlul dimensiunii  $X = 80^{+0,10}_{-0,15}$  mm se va folosi un calibru potcoavă plat, cu partea „trece” avînd dimensiunea nominală de 80,10 mm și cu partea „nu trece” avînd dimensiunea nominală de 79,85 mm (toleranțele de execuție și de uzură ale celor două părți se vor stabili conform celor arătate la subcap. 8.4).

Distanța dintre cele mai depărtate generatoare, notată cu  $Y$  (fig. 8.8, b) și care poate fi controlată cu ajutorul unui calibru tampon plat, se determină astfel :

$$Y = L + \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2}.$$

Valoarea nominală și valorile limită ale lui  $Y$  se calculează astfel :

$$Y_{nom} = L_{nom} + \frac{D_{1\,nom}}{2} + \frac{D_{2\,nom}}{2};$$

$$Y_{min} = L_{min} + \frac{D_{1\,min}}{2} + \frac{D_{2\,min}}{2};$$

$$Y_{max} = L_{max} + \frac{D_{1\,max}}{2} + \frac{D_{2\,max}}{2}.$$

Pentru piesa din figura 8.8, a se obțin :

$$Y_{nom} = 100 + \frac{20}{2} + \frac{20}{2} = 120 \text{ mm};$$

$$Y_{min} = 99,9 + \frac{20}{2} + \frac{20}{2} = 119,9 \text{ mm};$$

$$Y_{max} = 100,1 + \frac{20,05}{2} + \frac{20,05}{2} = 120,15 \text{ mm}.$$

Prin urmare, pentru controlul dimensiunii  $Y = 120^{+0,15}_{-0,10}$  mm se va folosi un calibru tampon plat, cu partea „trece” având dimensiunea nominală de 119,9 mm și cu partea „nu trece” având dimensiunea nominală de 120,15 mm (toleranțele de execuție și de uzură ale celor două părți se vor stabili conform celor arătate la subcap. 8.4).

De menționat că controlul distanței între axe cu ajutorul calibrelor pentru dimensiunea  $X$  sau pentru dimensiunea  $Y$  se poate aplica numai dacă există siguranța că diametrele alezajelor au valori efective între limitele prescrise.

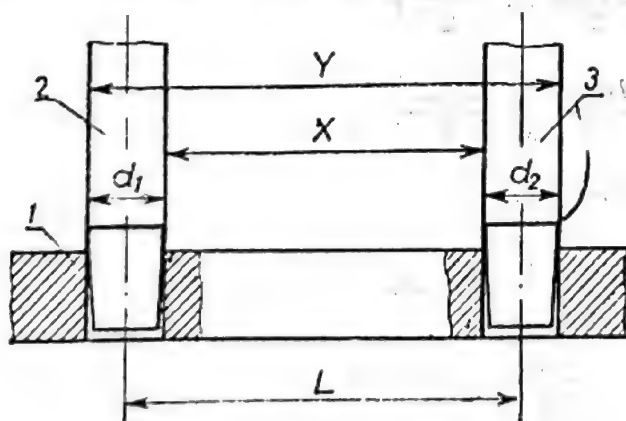


Fig. 8.9. Materializarea axelor la controlul distanței dintre axele alezajelor.

Calibrul potcoavă plat „trece” și „nu trece” pentru dimensiunea  $X$  are, de exemplu, forma prezentată în figura 8.3, b sau 8.3, c, iar calibrul tampon plat „trece” și „nu trece” pentru dimensiunea  $Y$  are, de exemplu, forma prezentată în figura 8.4, i; la amândouă calibrele suprafețele de contact (active) trebuie să fie semicilindrice, cu o rază mai mică decât raza alezajelor controlate.

În situația când se impune evitarea influenței variațiilor la diametrele alezajelor, se aplică principiul materializării axelor cu ajutorul unor dornuri de construcție mai simplă (cu o treaptă conică și una cilindrică) sau mai complicată (cu plunjere, cu o treaptă conică elastică etc.). În figura 8.9 este prezentat, schematic, principiul materializării axelor cu ajutorul dornurilor simple. În



alezajele piesei 1 se introduc, cu partea conică (conicitatea între 1 : 20 și 1 : 50), dornurile 2 și 3. Pentru asigurarea unei centrări mai bune, se recomandă ca partea (treapta) conică să fie frezată longitudinal pe trei porțiuni dispuse la 120° una față de celelalte și cu dimensiuni (în secțiune) aproximativ egale cu ale porțiunilor nefrezate.

În producția de serie mare și de masă dimensiunea  $X$  (dintre cele mai apropiate generatoare ale treptelor cilindrice ale dornurilor) sau dimensiunea  $Y$  (dintre cele mai depărtate generatoare) se controlează cu ajutorul calibrelor tampon, respectiv potcoavă, „trece” și „nu trece”. Cunoscând, cu suficientă precizie diametrele  $d_1$  și  $d_2$  ale dornurilor, valorile dimensiunilor  $X$  și  $Y$  se calculează cu relațiile :

$$\left. \begin{aligned} X_{nom} &= L_{nom} - \left( \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} \right), \\ X_{min} &= L_{min} - \left( \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} \right), \\ X_{max} &= L_{max} - \left( \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} \right); \\ Y_{nom} &= L_{nom} + \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}, \\ Y_{min} &= L_{min} + \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}, \\ Y_{max} &= L_{max} + \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}. \end{aligned} \right\}$$

Se constată că, întrucît diametrele  $d_1$  și  $d_2$  intervin permanent cu aceeași valoare, variația valorilor dimensiunilor  $X$  și  $Y$  depinde numai de variația valorilor dimensiunii  $L$ . Calibrele „trece” și „nu trece” pot fi înlocuite ușor cu blocuri de cale plan-paralele.

În producția de serie mică, dimensiunile  $X$  și  $Y$  pot fi măsurate cu ajutorul unor mijloace de control universale (șublere, micrometre etc.).

## 8.6. CALIBRE PENTRU CONTROLUL DISTANȚEI DINTRE AXA UNUI ALEZAJ ȘI O SUPRAFAȚĂ PLANĂ

Distanța dintre axa unui alezaj și o suprafață plană se controlează, mai comod, cu ajutorul unui calibru potcoavă plat „trece” și „nu trece”, care verifică distanța  $X$  dintre cea mai apropiată generatoare a alezajului și suprafața plană considerată (fig. 8.10). Valorile distanței  $X$ , respectiv dimensiunile nominale ale părților „trece” și „nu trece” ale calibrului se determină cu relațiile :

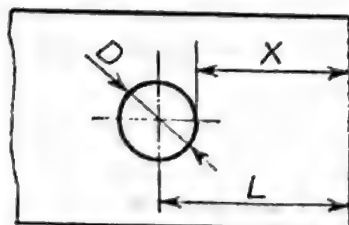


Fig. 8.10. Controlul distanței dintre axa unui alezaj și o suprafață plană.

$$X_{nom} = L_{nom} - \frac{D_{nom}}{2};$$

$$X_{min} = L_{min} - \frac{D_{max}}{2};$$

$$X_{max} = L_{max} - \frac{D_{min}}{2}.$$

Toleranțele calibrelor se stabilesc conform celor expuse la subcap. 8.4.

## TOLERANȚELE, AJUSTAJELE ȘI CONTROLUL PIESELOR ȘI ASAMBLĂRILOR CONICE NETEDE. TOLERANȚE LA UNGHIURI

Asamblările conice netede sînt des utilizate în construcțiile de mașini și aparate, ca elemente de centrare, ca mecanisme de etanșare (fără mijloace suplimentare) la presiuni și temperaturi mici și mijlocii și ca asamblări mobile cu posibilitate de reglare a jocului.

### 9.1. ELEMENTELE DIMENSIONALE PRINCIPALE ALE PIESELOR ȘI ASAMBLĂRILOR CONICE

O asamblare conică este formată (fig. 9.1) din două piese cu contact prin intermediul a două suprafețe conice: una este suprafața cuprinzătoare — alezajul conic sau conul interior, iar cealaltă este suprafața cuprinsă — arborele conic sau conul exterior.

Elementele dimensionale principale sînt:

- diametrul mare al alezajului conic,  $D_M$ ;
- diametrul mic al alezajului conic,  $D_m$ ;
- diametrul mare al arborelui conic,  $d_M$ ;
- diametrul mic al arborelui conic,  $d_m$ ;
- unghiul de înclinare al generatorului față de axa conului,  $\frac{\alpha}{2}$ ;
- unghiul de conicitate format de generatoarele diametral opuse ale conului (în secțiune axială),  $\alpha$ ;

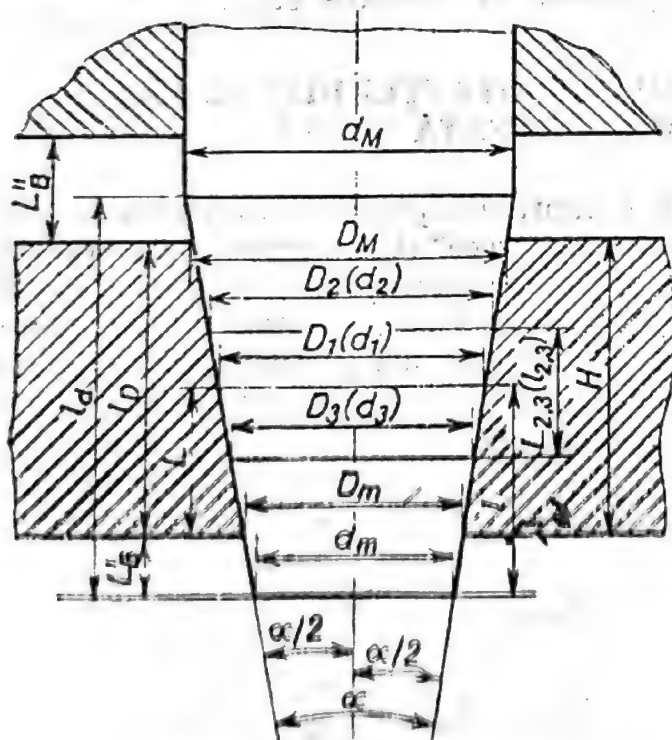


Fig. 9.1. Asamblare conică.



— distanța  $L_{2,3}$  sau  $l_{2,3}$  dintre două secțiuni cu diametrele  $D_2$  și respectiv  $D_3$  sau  $d_2$  și respectiv  $d_3$ ;

— distanța  $L$  (la alezaje) sau  $l$  (la arbori) dintre baza de cotare și secțiunea nominală într-un plan dat cu diametrul  $D_1$ , respectiv  $d_1$ ; ca bază de cotare se poate lua una din suprafețele frontale ale conului sau orice altă suprafață a piesei, importantă din punct de vedere funcțional;

— distanța bazică  $L_B$  a asamblării conice, care este distanța, în direcție axială, între două suprafețe aparținând pieselor din asamblare sau legate direct de asamblarea conică (în fig. 9.1 sînt date două variante pentru distanța bazică:  $L'_B$  și  $L''_B$ );

— lungimea conului interior  $l_d$  și lungimea conului exterior  $l_e$ ;

— lungimea de contact dintre cele două suprafețe conice,  $H$ .

Între elementele unei suprafețe conice există următoarele relații:

— înclinația

$$I = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_3}{2L_{2,3}} = \frac{d_2 - d_3}{2l_{2,3}}; \quad (9.1)$$

— conicitatea

$$C = 2I = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_3}{L_{2,3}} = \frac{d_2 - d_3}{l_{2,3}}. \quad (9.2)$$

O suprafață conică este definită prin următorii parametri:

— diametrul secțiunii nominale, respectiv diametrul de referință al conului (notat cu  $D_1$  la alezaj și cu  $d_1$  la arbore);

— distanța (cota)  $L$  sau  $l$  dintre baza de cotare și secțiunea nominală a conului;

— înclinația  $I$  (sau unghiul  $\frac{\alpha}{2}$ ) ori conicitatea  $C$  (sau unghiul  $\alpha$ ).

În funcție de caz, datele necesare definirii unei suprafețe conice pot fi completate și cu alți parametri dintre cei menționați mai înainte.

Din punctul de vedere al caracterului lor și al rolului funcțional impus, asamblările conice pot fi clasificate astfel:

— *asamblări conice mobile*, caracterizate printr-un joc funcțional garantat, care permite rotirea unei piese față de cealaltă și care poate fi reglat prin modificarea cotei de bazare sau, pur și simplu, prin deplasarea axială a uneia din piesele conice (de exemplu, lagăre conice de fricțiune);

— *asamblări conice fixe*, caracterizate fie prin existența, între cele două piese, a unei stringeri relativ mari (obținută prin presare) care asigură transmiterea unui moment de rotație, fie prin existența unei stringeri mici necesare transmiterii unor momente de rotație mici sau numai centrării pieselor (de exemplu, fixarea unor scule așchietoare ca: burghie, adâlcitoare, freze etc. în axul principal al mașinilor-unelte, știfturi și cepuri conice de centrare etc.);

— *asamblări conice de etanșare*, caracterizate printr-un foarte bun contact (și un joc efectiv egal cu zero) între cele două suprafețe conice, care nu permite, la presiuni și temperaturi normale, scurgerea lichidelor sau a gazelor (de exemplu, robinetele de gaz cu cepuri conice, supapa și scaunul supapei etc.).

## 9.2. PRECIZIA ASAMBLĂRILOR CONICE ȘI TOLERANȚELE UNGHIURILOR ȘI CONICITĂȚILOR

Precizia asamblărilor conice și interschimbabilitatea pieselor conice componente depind de precizia de realizare a mai multor elemente geometrice și anume de precizia diametrelor și a unghiurilor de conicitate ale arborelui și alezajului conic (deseori și de precizia altor elemente).

În STAS 9068-71 sînt indicate două metode de cotare și tolerare a elementelor dimensionale ale suprafețelor conice :

- metoda conicității nominale (sau a unghiului de conicitate nominal) ;
- metoda conicității tolerate (sau a unghiului de conicitate tolerat).

**Metoda conicității nominale.** În cadrul acestei metode, respectarea preciziei dimensionale, respectiv variația (toleranța) dimensiunilor  $D_1$ ,  $d_1$  și  $L$  ( $l$ ) se consideră între două conuri coaxiale avînd conicitățile (unghiurile de conicitate) egale cu valoarea nominală, adică  $\alpha = \alpha_{nom}$  și respectiv  $C = C_{nom}$ . Se deosebesc două situații diferite : fie se prescrie toleranța la diametrul  $D_1$  sau (și)  $d_1$  într-un plan determinat, fie se prescrie toleranța cotei care determină planul cu diametrul nominal de referință.

a. În primul caz (fig. 9.2), unghiul de conicitate  $\alpha$  și distanța de la baza de cotare  $L$  sau  $l$  sînt considerate drept cote de referință (în fig. 9.2 sînt încadrate în chenar dreptunghiular), dar diametrul  $D$  sau  $d$  este variabil (între limitele  $D_{max}$  și  $D_{min}$ , respectiv  $d_{max}$  și  $d_{min}$ ) nu numai în planul de referință, ci în orice secțiune pe lungimea suprafeței conice, toleranța  $T_D$  sau  $T_d$  la diametru fiind aceeași. Ca plan de referință poate fi ales unul din planurile frontale sau un plan oarecare al suprafeței conice, convenabil din punct de vedere funcțional, mai ales din punct de vedere tehnologic și al controlului. Întrucît toleranțele la diametrele celor două suprafețe conice determină direct, așa cum se va vedea în continuare, toleranța la distanța bazică  $L_B$  a asamblării, acest

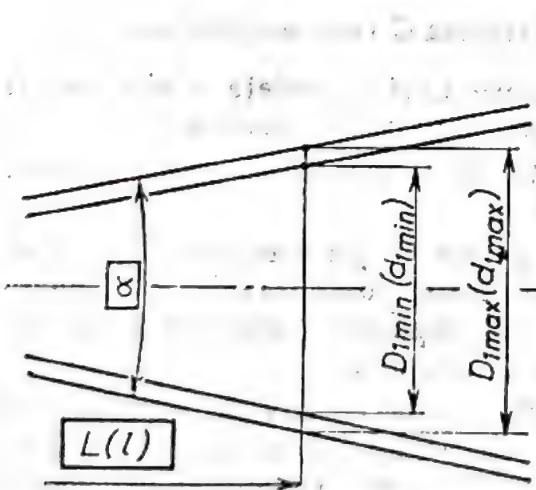


Fig. 9.2. Metoda conicității nominale : toleranță la diametru.

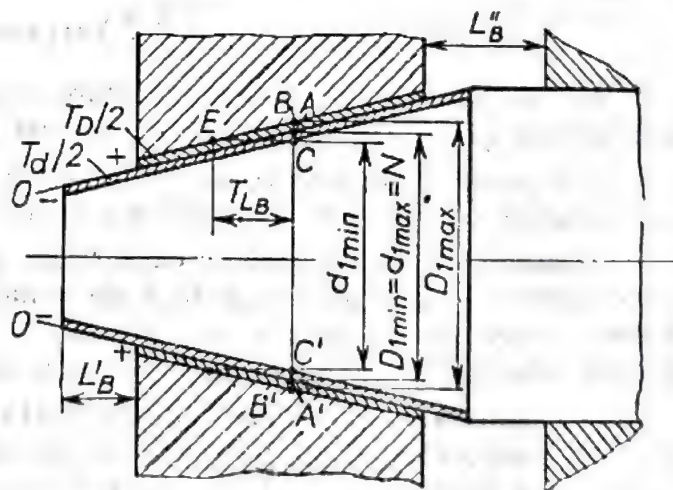


Fig. 9.3. Toleranță în plus la  $D_1$  și toleranță în minus la  $d_1$ .

mod de cotare se aplică atunci cînd se impune o anumită precizie a poziției pieselor conice în direcție axială sau cînd este necesar un ajustaj cu joc.

În ce privește poziția toleranțelor la diametrele  $D_1$  și  $d_1$  și influența acestora asupra variației (toleranței) distanței bazice  $L_B$ , se pot deosebi trei variante :



● Toleranța la diametrul alezajului conic este dată în plus, iar toleranța la diametrul arborelui conic este dată în minus. Pentru asamblările mobile, această variantă presupune alegerea unui ajustaj cu joc minim garantat ( $J_{min} > 0$ ), după caz, fie în sistem alezaj unitar ( $A_1$  pozitivă,  $A_1 = 0$ ,  $a_1$  și  $a_1$  negative), fie în sistem arbore unitar ( $A_1$  și  $A_1$  pozitive,  $a_1 = 0$  și  $a_1$  negativ). Toleranțele la diametrele  $D_1$  și  $d_1$  și felul ajustajului se iau, corespunzător condițiilor funcționale, din STAS 8104-68 și 8105-68.

Pentru asamblările în care se cere respectarea unei anumite poziții, în direcție axială, a pieselor componente, adică respectarea unei anumite distanțe bazice  $L_B$ , toleranțele la diametrele  $D_1$  și  $d_1$  se poziționează (în această primă variantă) ca în cazul unui ajustaj cu  $J_{min} = 0$  (fig. 9.3), în care  $A_1 = a_1 = 0$  și  $D_{1min} = d_{1max} = N$ . Cum suprafețele conice trebuie să fie în contact, toleranțele diametrelor vor determina o variație a distanței bazice în limitele unei toleranțe  $T_{LB}$ , a cărei mărime se află cu ajutorul valorilor limită (sau abaterilor limită) ale diametrelor  $D_1$  și  $d_1$ . Astfel, în cazul limită când  $d_1 = d_{1max} = N$  și  $D_1 = D_{1min} = N$  (distanța  $A-A'$ ), piesele vor avea poziția din figura 9.3, iar distanța bazică  $L'_B$  sau  $L''_B$  va avea o valoare egală cu cea nominală. În celălalt caz limită, când  $d_1 = d_{1min}$  (distanța  $C-C'$ ) și  $D_1 = D_{1max}$  (distanța  $B-B'$ ), contactul dintre suprafețele conice necesită deplasarea axială fie a arborelui conic spre stînga, fie a alezajului conic spre dreapta, cu o valoare egală chiar cu  $T_{LB}$ . Când distanța bazică este, de exemplu,  $L'_B$ , aceasta va ajunge la valoarea limită maximă  $L'_{Bmax} = L'_{Bnom} + T_{LB}$ , iar când distanța bazică este  $L''_B$ , aceasta va ajunge la valoarea limită minimă  $L''_{Bmin} = L''_{Bnom} - T_{LB}$ ; rezultă că, în cazul celor două distanțe bazice diferit amplasate și luate ca exemplu, se obține fie  $L'_{B0} + T_{LB}$ , fie  $L''_{B0} - T_{LB}$ . De remarcat că  $L'_B$  este amplasat spre diametrul mic al conurilor, iar  $L''_B$  spre diametrul mare. Din triunghiul dreptunghic  $BCE$  rezultă:

$$T_{LB} = \frac{BA + AC}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{\frac{T_D}{2} + \frac{T_d}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{T_D + T_d}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{1}{C} (T_D + T_d), \quad (9.3)$$

ceea ce înseamnă că toleranța la distanța bazică este mai mare decât suma toleranțelor la cele două diametre, deoarece conicitatea  $C$  este o valoare subunitară.

De menționat că, în limitele toleranței la diametru, unghiul de conicitate  $\alpha$  variază, la fiecare suprafață conică, între două limite, determinate și de lungimea conului (fig. 9.4). Astfel:

— la alezajul conic:

$$\frac{\alpha_{max}}{2} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \frac{T_D}{2l_{Dmin}} \right), \quad (9.4)$$

$$\frac{\alpha_{min}}{2} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \frac{T_d}{2l_{Dmax}} \right); \quad (9.5)$$

— la arborele conic:

$$\frac{\alpha_{max}}{2} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \frac{T_d}{2l_{dmin}} \right), \quad (9.6)$$

$$\frac{\alpha_{min}}{2} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \frac{T_D}{2l_{dmax}} \right). \quad (9.7)$$

Dacă variația unghiului de conicitate influențează în foarte mică măsură valoarea distanței bazice  $L_B$ , ea este mai importantă din punctul de vedere al contactului dintre suprafețele conice. Astfel, dacă unghiul  $\alpha$  este mai mare la alezajul conic decât la arborele conic, contactul are loc pe o porțiune mai mare sau mai mică, spre diametrul mic al conului, iar dacă  $\alpha$  este mai mare la arborele conic, contactul între suprafețe are loc spre diametrul mare al conului. Se mai poate considera că unghiul de conicitate este important și din punctul de vedere al controlului, în sensul că, cunoscând valorile limită admise  $\alpha_{max}$  și  $\alpha_{min}$ , valoarea efectivă a lui  $\alpha$  sau  $\frac{\alpha}{2}$  determinată prin măsurare arată dacă piesa conică este corespunzătoare sau nu, fără a mai controla alte elemente dimensionale.

● Toleranța la diametrul alezajului conic este dată în minus, iar toleranța la diametrul arborelui conic este dată în plus (fig. 9.5). Această variantă, aplicată foarte rar, se deosebește de prima prin aceea că toleranța la distanța bazică

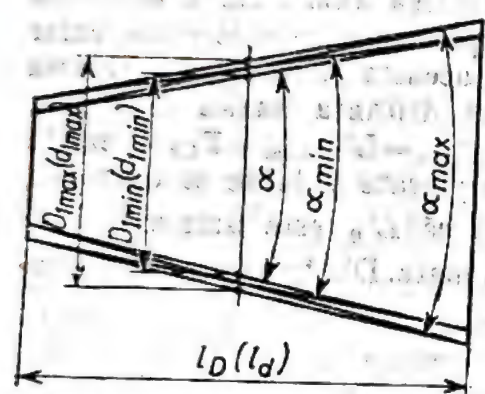


Fig. 9.4. Variația unghiului de conicitate  $\alpha$ .

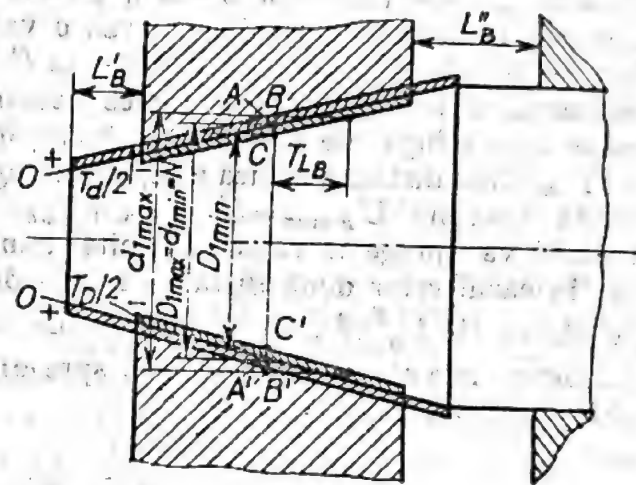


Fig. 9.5. Toleranță în minus la  $D_1$  și toleranță în plus la  $d_1$ .

are o poziție contrară celei de la varianta analizată mai înainte. Astfel, când  $D_1 = N = D_{1max}$  și  $d_1 = N = d_{1min}$  (distanța A—A'), valoarea distanței bazice  $L'_B$  sau  $L''_B$  va fi tot nominală, dar, în același timp,  $L'_B_{max} = L'_B_{nom}$ , respectiv  $L''_B_{min} = L''_B_{nom}$ ; în celălalt

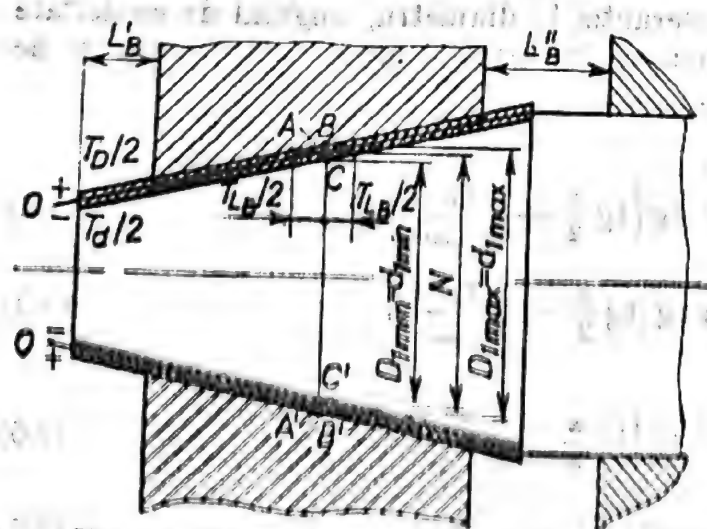


Fig. 9.6. Toleranțe suprapuse la  $D_1$  și  $d_1$ .

caz limită, când  $D_1 = D_{1min}$  (distanța C—C') și  $d_1 = d_{1max}$  (distanța B—B'), arborele conic se va găsi spre dreapta la o distanță  $T_{LB}$  de poziția nominală și, ca urmare,  $L'_B$  va avea valoarea minimă  $L'_{Bmin} = L'_{Bnom} - T_{LB}$ , iar  $L''_B$  va avea valoarea maximă  $L''_{Bmax} = L''_{Bnom} + T_{LB}$ .

● Toleranțele la diametrele alezajului și arborelui conic sînt suprapuse și simetrice față de valoarea nominală (fig. 9.6).



În această variantă, aplicată cel mai frecvent și recomandată prin STAS, toleranțele la diametrele  $D_1$  și  $d_1$  sînt egale și se poziționează simetric față de valoarea nominală:  $N \pm \frac{T_D}{2}$  și  $N \pm \frac{T_d}{2}$ , astfel că  $D_{1\max} = N + \frac{T_D}{2} = d_{1\max} = N + \frac{T_D}{2}$ ,  $D_{1\min} = N - \frac{T_D}{2} = d_{1\min} = N - \frac{T_d}{2}$  și  $D_{1\text{med}} = d_{1\text{med}} = N$ . Cînd diametrele  $D_1$  și  $d_1$  sînt la valoarea nominală (respectiv medie), piesele conice se vor găsi în poziția din figura 9.6 și distanța bazică va fi nominală și medie. Cînd  $D_1 = D_{1\max}$  și  $d_1 = d_{1\min}$ , pentru realizarea contactului arborele conic se va deplasa axial spre stînga cu o valoare  $\frac{T_{LB}}{2}$  și distanța bazică va avea valoarea maximă  $L'_B + \frac{T_{LB}}{2}$  respectiv minimă  $L'_B - \frac{T_{LB}}{2}$ . Cînd  $D_1 = D_{1\min}$  și  $d_1 = d_{1\max}$ , pentru realizarea contactului arborele conic se va găsi în dreapta la o distanță  $\frac{T_{LB}}{2}$  față de poziția nominală; distanța bazică va avea atunci o valoare minimă  $L'_B - \frac{T_{LB}}{2}$  respectiv maximă  $L'_B + \frac{T_{LB}}{2}$ . Reiese că, în această variantă, distanța bazică va avea, indiferent de amplasare, valori între limitele  $L_B \pm \frac{T_{LB}}{2}$ . Mărima toleranței  $T_{LB}$  se calculează cu relația (9.3).

În figura 9.7 sînt prezentate exemple de cotare a unui arbore conic (fig. 9.7, a) și a unui alezaj conic (fig. 9.7, b). La conicitatea notată prin raportul  $C=1:10$ , diferența diametrelor în două secțiuni aflate la o distanță axială de 10 mm este de 1 mm.

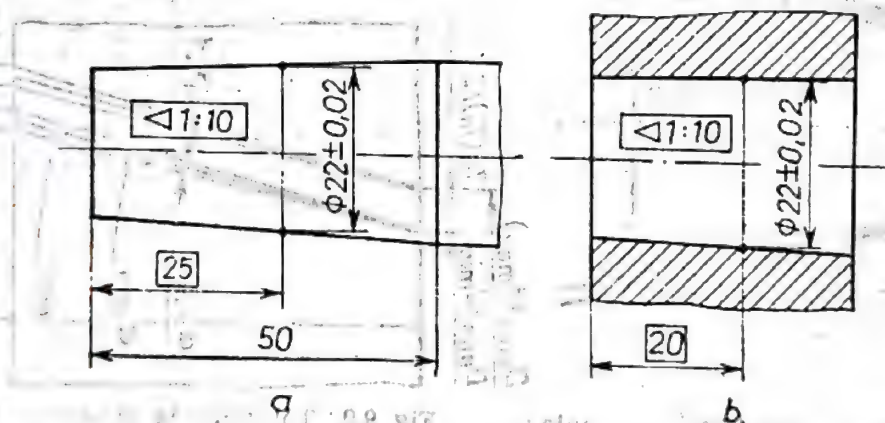


Fig. 9.7. Exemplu de cotare a pleselor conice.

b. În sistemul de cotare cu tolerarea cotei  $L$  sau  $l$  care determină poziția planului de referință (fig. 9.8), conicitatea și diametrul se păstrează drept cote încadrate, avînd valori nominale. După cum se observă, variația cotei  $L$  sau  $l$  în limita toleranței prescrise determină o anumită variație (toleranță) a diametrului  $D$  sau  $d$ , aceeași (în valoare absolută) pe toată lungimea conului. La asamblările care necesită o anumită precizie a poziției pieselor conice în direcție axială, variația (toleranța) diametrelor  $D$  și  $d$  va determina, la rîndul ei, o variație (toleranță)  $T_{LB}$  la distanța bazică  $L_B$ , care se calculează cu relația (9.3). Poziția toleranței  $T_{LB}$  față de valoarea nominală a lui  $L_B$  depinde de

pozițiile toleranțelor la diametrele  $D$  și  $d$  și, deci, de pozițiile toleranțelor  $T_L$  și  $T_l$  la cotele  $L$  și respectiv  $l$  (v. cele arătate la pct. a). Unghiul de conicitate  $\alpha$  variază între două limite ( $\alpha_{max}$  și  $\alpha_{min}$ ) determinate de limitele cotei  $L$  și  $l$  sau de limitele diametrelor  $D$  și  $d$ , așa cum s-a arătat la pct. a (v. fig. 9.4)

Acest sistem de cotare este foarte comod din punctul de vedere al controlului suprafețelor conice cu ajutorul calibrelor limitative tampon sau bucsă conică și se aplică mai ales în cazul conicităților mari.

La ambele sisteme de cotare, abaterile de la rectilinitatea generatoarei și de la circularitate (în orice secțiune) se vor încadra între toleranțele prescrise pentru diametru sau pentru cota  $L$  ( $l$ ), iar în caz de necesitate funcțională se vor prescrie la fel ca pentru suprafețele cilindrice.

**Metoda conicității tolerate** (sau a unghiului de conicitate tolerat). Această metodă prevede stabilirea toleranțelor independent pentru una din dimensiunile liniare (fie pentru diametrele  $D_1$  și  $d_1$  într-un plan determinat prin cota de referință  $L$  respectiv  $l$ , fie pentru cotele  $L$  și  $l$ , diametrul fiind considerat dimensiunea de referință) și pentru conicitatea sau unghiul de conicitate (toleranța la unghiul  $\alpha$  se notează cu  $AT_\alpha$ ).

Considerând că toleranța la unghi  $AT_\alpha$  este simetrică (cazul cel mai convenabil), sînt posibile patru situații:

a. Se prescriu toleranțe pentru diametrul mare ( $D_M$  sau  $d_M$ ) al conului și pentru unghiul de conicitate  $\alpha$  (fig. 9.9). După cum se poate constata, datorită

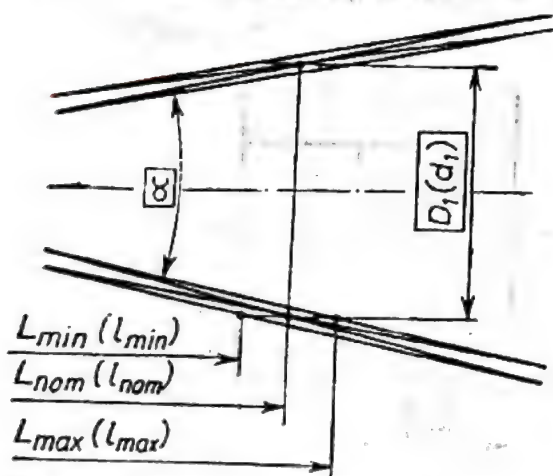


Fig. 9.8. Metoda conicității nominale: toleranță la cota  $L$  sau  $l$ .

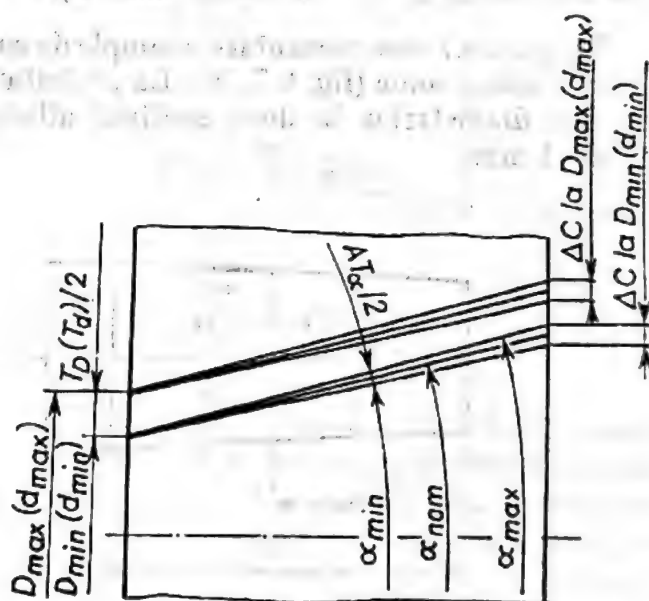


Fig. 9.9. Toleranțe la diametrul mare al conului și la unghiul de conicitate.

toleranței unghiului  $\alpha$ , variația lui  $D$  sau  $d$  crește (față de toleranța prescrisă pentru  $D_M$  sau  $d_M$ ) pe măsura depărtării spre diametrul mic al conului  $D_m$  sau  $d_m$ , ceea ce are oarecare importanță numai dacă se are în vedere poziția axială a pieselor prin distanța bazică  $L_B$ . La asamblările fixe și etanșe, importantă este numai toleranța  $\delta\alpha$  la unghiul de conicitate  $\alpha$ . Această variantă se aplică în cazul cînd secțiunea cu  $D_M$  sau  $d_M$  este comodă din punctul de vedere al execuției și controlului piesei.

b. Se prescriu toleranțe pentru diametrul mic ( $D_m$  sau  $d_m$ ) al conului și pentru unghiul de conicitate  $\alpha$  (fig. 9.10). Față de varianta anterioară, deosebirea constă



în faptul că, tot datorită toleranței unghiului  $\alpha$ , variația lui  $D$  sau  $d$  crește pe măsura depărtării spre diametrul mare al conului  $D_M$  sau  $d_M$ . Această variantă se aplică când secțiunea cu cel mai mic diametru al suprafeței conice poate fi utilizată ca bază tehnologică de prelucrare și de control.

c. Se prescriu toleranțe pentru diametrul  $D_1$  sau  $d_1$  într-o secțiune aflată la distanța de referință  $L$  sau  $l$  față de baza de măsurare și pentru unghiul de conicitate  $\alpha$  (fig. 9.11). Această variantă de cotare se aplică atunci când diametrul nu se poate măsura în planul frontal la  $D_M$  ( $d_M$ ) sau  $D_m$  ( $d_m$ ). Se poate observa că toleranța prescrisă la diametru ( $T_{Ds}$  sau  $T_{ds}$ ) se respectă numai în planul de referință; din cauza influenței variației de unghi, în celelalte secțiuni variația maximă teoretică a diametrului este mai mare decât  $T_{Ds}$ , respectiv  $T_{ds}$ .

d. Se prescriu toleranțe pentru cota (distanța)  $L$  sau  $l$  pînă la planul nominal de măsurare și pentru unghiul de conicitate  $\alpha$ . Din examinarea figurii 9.12, se constată că toleranța  $T_L$  respectiv  $T_l$  și  $AT_\alpha$  determină toleranța la diametru ( $T_D$  sau  $T_d$ ), care, datorită acțiunii comune a celor două elemente tolerate

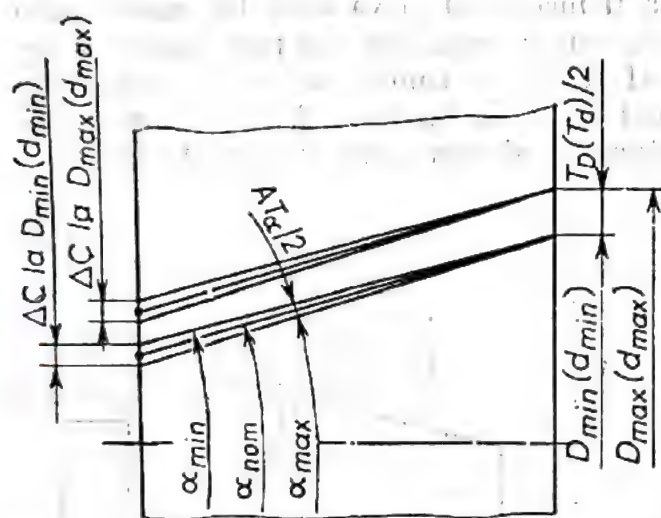


Fig. 9.10. Toleranțe la diametrul mic al conului și la unghiul de conicitate.

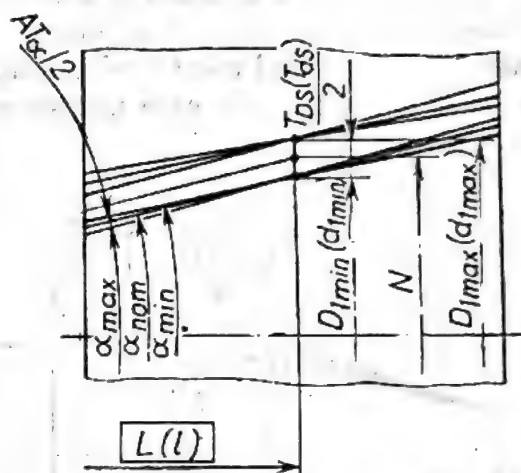
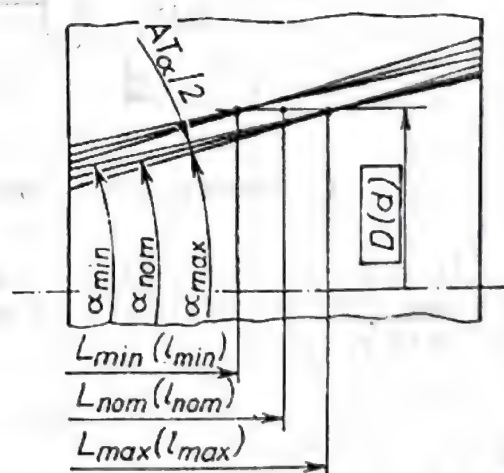


Fig. 9.11. Toleranțe la diametrul conului într-un plan dat și la unghiul de conicitate.

Fig. 9.12. Toleranțe la cota de bazare  $L(l)$  și la unghiul de conicitate.



inițial, va fi diferită în diferite secțiuni ale conului. Această variantă se aplică atunci când, din motive funcționale, interesează mai mult distanța  $L$  sau  $l$  și, mai ales, unghiul de conicitate  $\alpha$  și mai puțin diametrul suprafeței conice.

Metoda conicității tolerate, printr-una din cele patru variante, se utilizează la asamblările conice fixe și etanșe, în care elementul principal ce determină calitatea asamblării (respectiv contactul cât mai bun între suprafețele conice) este unghiul de conicitate  $\alpha$ . Acest lucru poate fi ușor demonstrat.

Astfel, în situația cînd, pornind de la unghiul nominal — același pentru alezajul și arborele conic — toleranța la unghiul alezajului este dată în plus iar toleranța la unghiul arborelui este dată în minus, adică (fig. 9.13, a) :

$$\alpha_{D_{min}} = \alpha_{d_{max}} = \alpha_{nom}$$

și

$$\alpha_{D_{max}} = \alpha_{nom} + AT_{\alpha'}$$

$$\alpha_{d_{min}} = \alpha_{nom} - AT_{\alpha'}$$

contactul între suprafețele conice va fi incomplet și va avea loc numai pe o porțiune restrînsă în zona diametrului mic al conurilor ; în rest, apare un joc datorat faptului că unghiul efectiv al alezajului conic este, întotdeauna, mai mare decît unghiul efectiv al arborelui conic. În figura 9.13, b este prezentată o astfel de asamblare, care nu este etanșă și nici nu poate asigura strîngerea în condiții normale.

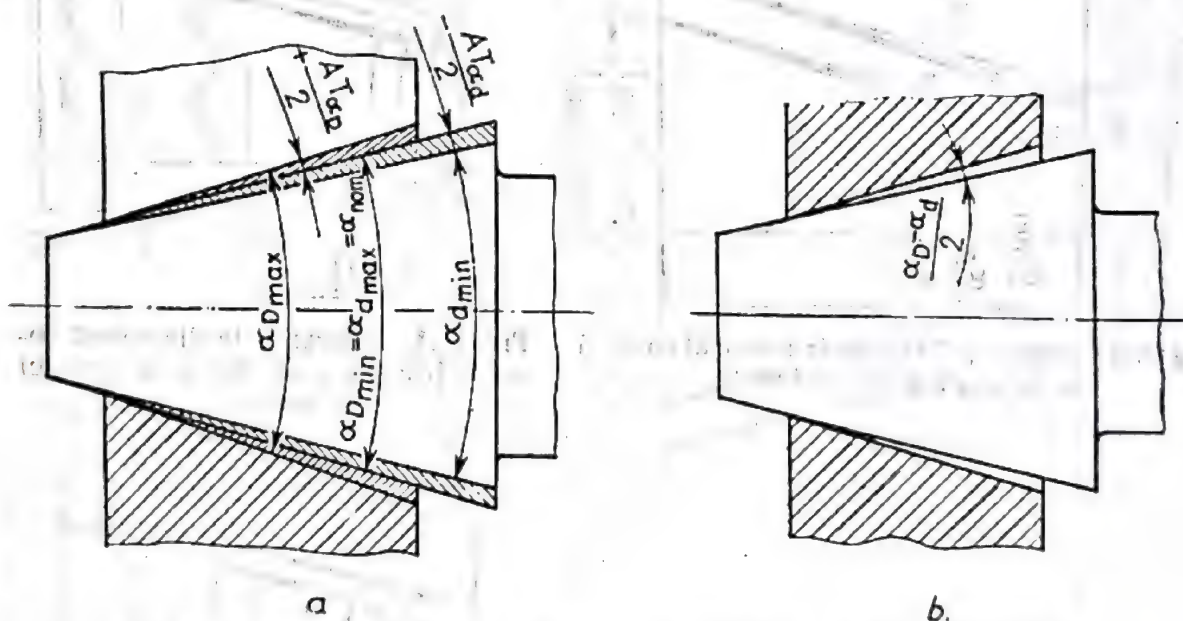


Fig. 9.13. Toleranță în plus pentru  $\alpha_D$  și toleranță în minus pentru  $\alpha_d$ .

În situația inversă, cînd toleranța la unghiul alezajului conic este dată în minus, iar toleranța la unghiul arborelui conic este dată în plus, adică (figura 9.14, a) :

$$\alpha_{D_{max}} = \alpha_{d_{min}} = \alpha_{nom}$$

și

$$\alpha_{D_{min}} = \alpha_{nom} - AT_{\alpha'}$$

$$\alpha_{d_{max}} = \alpha_{nom} + AT_{\alpha'}$$



contactul între suprafețele conice va fi, de asemenea, incomplet și va avea loc numai pe o porțiune restrinsă în zona diametrului mare al conurilor: asamblarea nu va putea asigura nici etanșeitatea și nici strângerea în condiții normale (fig. 9.14, b), întrucât unghiul efectiv al alezajului este, întotdeauna, mai mic decât unghiul efectiv al arborelui conic.

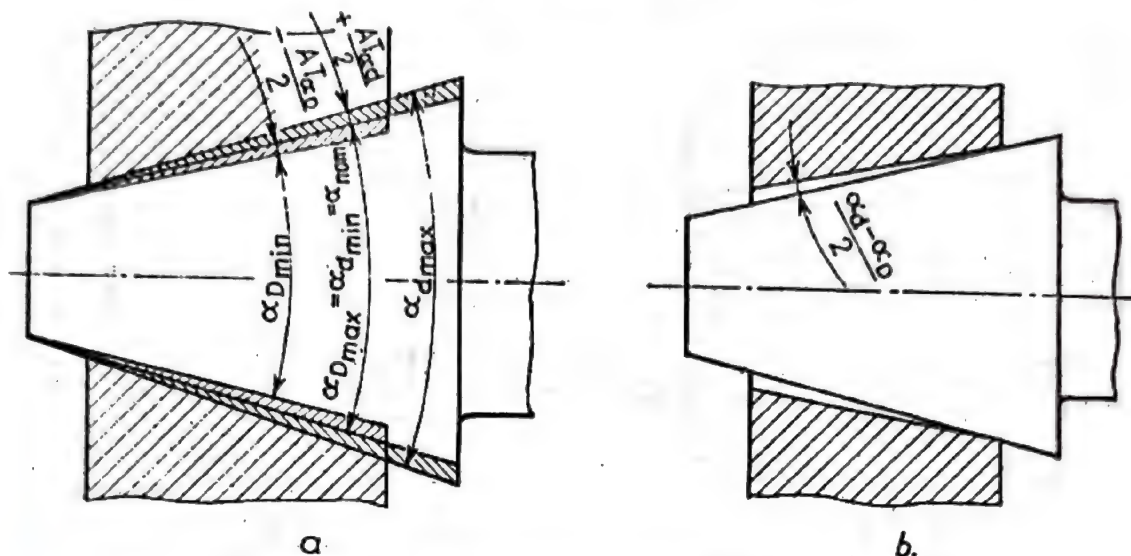


Fig. 9.14. Toleranță în minus pentru  $\alpha_D$  și toleranță în plus pentru  $\alpha_d$ .

În situația când toleranțele la unghiurile ambelor suprafețe conice sînt suprapuse (și în varianta simetrică), adică (fig. 9.15, a):

$$\alpha_{Dmax} = \alpha_{dmax} = \alpha_{nom} + \frac{AT\alpha}{2}$$

și

$$\alpha_{Dmin} = \alpha_{dmin} = \alpha_{nom} - \frac{AT\alpha}{2},$$

contactul dintre cele două suprafețe este mult mai bun, în sensul că are loc aproape pe toată lungimea de îmbinare, datorită faptului că unghiurile de conicitate efective au valori foarte apropiate (fig. 9.15). Aceasta este situația cea mai favorabilă (fig. 9.15, b) și, prin urmare pentru asamblările conice fixe sau etanșe trebuie să se prescrie toleranțe suprapuse (chiar dacă nu întotdeauna și simetrice) la unghiul de conicitate (sau la conicitate).

Definițiile referitoare la conuri, dimensiunile conurilor și toleranțele la conicitate sînt date în STAS 10120-75. Pentru toleranțele unghiului conului sînt prevăzute 12 trepte de precizie, notate de la 1 la 12 în ordinea descrescîndă a preciziei. Toleranțele se dau în unități unghiulare ( $AT\alpha$ ) respectiv în  $\mu$ rad și în secunde sau în minute și secunde, precum și în unități lineare ( $AT_D$ ) respectiv în  $\mu$ m. Acest sistem de toleranțe se aplică pentru conicități de la 1 : 3 la 1 : 500 și lungimi ale conului de la 6 mm la 630 mm. Gama de lungimi ale conului este împărțită în 10 intervale, toleranța la unghi descrescînd odată

cu mărirea lungimii conului pe baza faptului că, la o anumită precizie a unghiului  $\alpha$ , piesele conice se execută cu atât mai ușor cu cât sînt mai lungi.

Toleranțele stabilite prin STAS 10120-75 se pot aplica, în mod corespunzător, și pentru piesele prismatice.

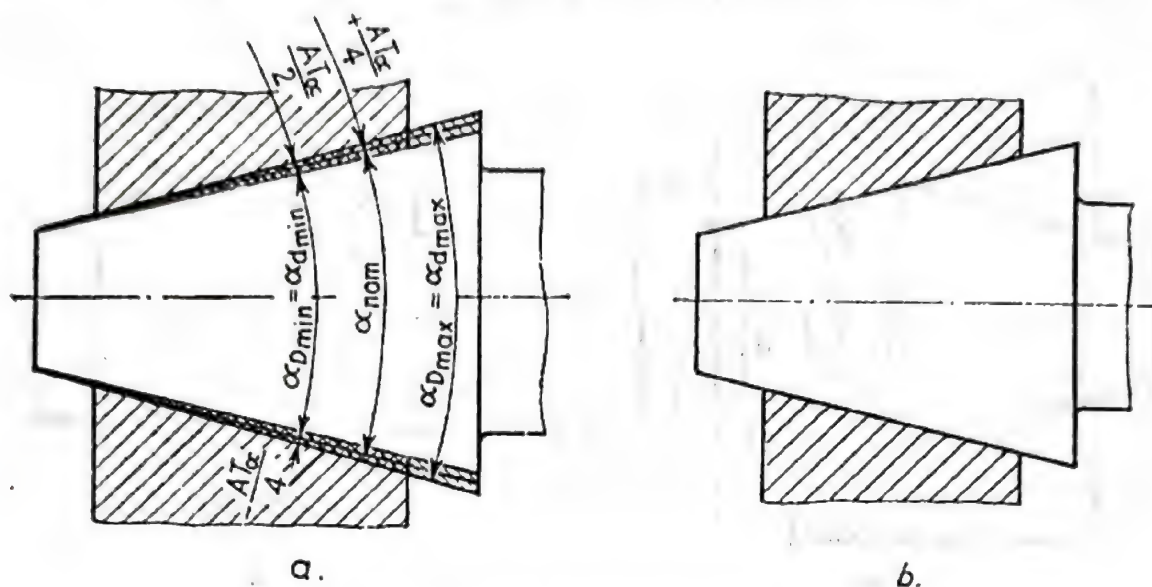


Fig. 9.15. Toleranțe suprapuse pentru  $\alpha_D$  și  $\alpha_d$ .

### 9.3. MIJLOACE SPECIALE PENTRU CONTROLUL PIESELOR CONICE ȘI AL UNGHIURILOR

Pentru controlul pieselor conice în producția de serie mare și de masă cel mai des se folosesc calibrele conice. Acestea, în funcție de felul piesei controlate, se clasifică în calibre conice-tampon și calibre conice-bucșă (manșon), ambele feluri cu secțiuni circulare. În unele cazuri se utilizează și așa-numitele calibre conice plate. Cu ajutorul calibrelor conice cu secțiune circulară se execută, de regulă, un control complex, adică o verificare geometrică integrală a calității suprafețelor conice, ceea ce înseamnă o verificare simultană a tuturor parametrilor geometrici (în afară de rugozitate).

În figura 9.16 sînt prezentate două tipuri de *calibre-tampon*. Cu ajutorul celui din figura 9.16, *a* se verifică poziția suprafeței frontale a alezajului conic spre diametrul mare, iar cu ajutorul celui din figura 9.16, *b* se verifică poziția suprafeței frontale spre diametrul mic al alezajului conic: la piesele bune, suprafața frontală respectivă trebuie să se găsească între cele două repere (sau canale) trasate pe suprafața tamponului. Distanța  $T$  între repere este tocmai toleranța poziției axiale a piesei verificate în funcție de abaterile limită ale diametrului și unghiului  $\alpha$  al piesei. Calibrul-tampon poate fi prevăzut și cu prag (v. fig. 9.16, *b*).

În figura 9.17 sînt prezentate două *calibre conice-bucșă* care verifică arborii conici la diametrul mare (baza mare — fig. 9.17, *a*) sau la diametrul mic (baza mică — fig. 9.17, *b*) al conului. Aceste calibre sînt prevăzute cu praguri (degajări) în loc de repere.



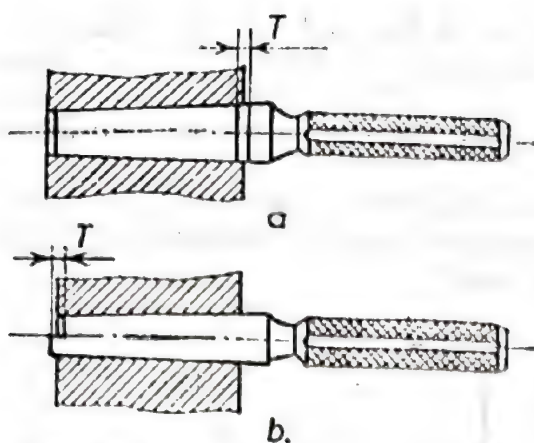


Fig. 9.16. Calibre conice — tampon.

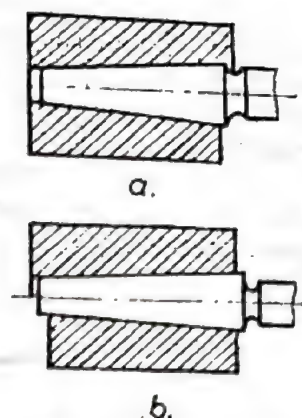


Fig. 9.17. Calibre conice — bucsă.

În figura 9.18 este prezentat un *calibru conic plat fix pentru verificarea arborilor*, format din plăcile 1 montate pe suportul fix 2 prin intermediul știfturilor 3 și șuruburilor 4. Verificarea se face la fantă de lumină, care poate apare între muchiile active ale plăcilor 1 și suprafața piesei. Piesa trebuie rotită și verificată în diferite planuri axiale. De menționat că, în cazul calibrelor plate, nu mai este vorba de o verificare complexă, ci numai de verificarea unghiului de conicitate  $\alpha$ .

Dispozitivul, a cărui schemă este prezentată în figura 9.19, se poate utiliza la măsurarea arborilor conici în producția de serie. El este constituit din vârful

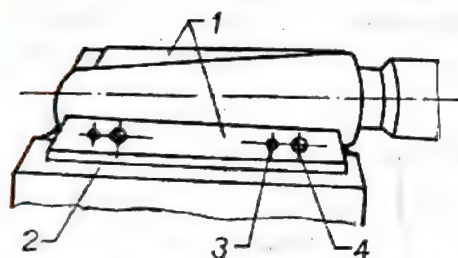


Fig. 9.18. Calibru conic plat fix.

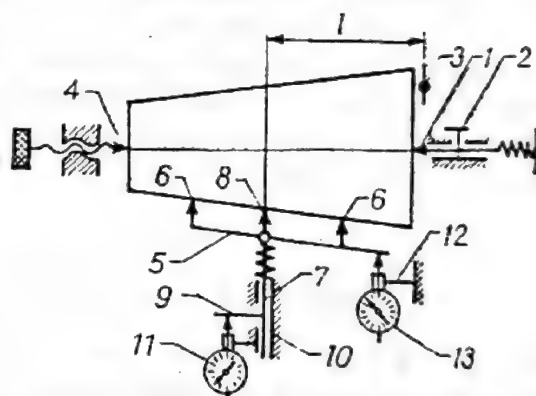


Fig. 9.19. Dispozitiv pentru controlul arborilor conici.

mobil 1 cu butonul de acționare 2, reazemul 3 care se așază pe suprafața frontală a piesei, vârful reglabil 4, pirghia articulată 5 cu virfurile de contact 6, tija mobilă 7 cu vârful de contact 8 și brațul 9, ghidajul 10 cu suportul pentru aparatul 11 și suportul 12 pentru aparatul 13. Dispozitivul se reglează, în prealabil, la zero după o piesă etalon. În funcție de pozițiile virfurilor de contact 6 și 8 la piesa care se verifică, pe scara gradată a comparatorului 11 se citește abaterea la diametru în planul de măsurare la distanța  $l$  față de baza de măsurare, iar pe scara gradată a comparatorului 13 se citește abaterea unghiului de înclinare  $\alpha/2$ .

Calibrele conice plate portabile se utilizează în producția de serie mare și de masă pentru controlul pieselor conice sau unghiurilor mari. În figura 9.20 este prezentat un *calibru plat* sau *calibru — potcoavă unghiular cu repere*, care servește la verificarea arborilor conici sau a pieselor cu suprafețe unghiulare exterioare.

Verificarea diametrelor și a unghiurilor conurilor sau suprafețelor unghiulare exterioare se poate face și cu ajutorul *potcoavelor conice limitative* (fig. 9.21), prevăzute cu partea „trece” și partea „nu trece”.

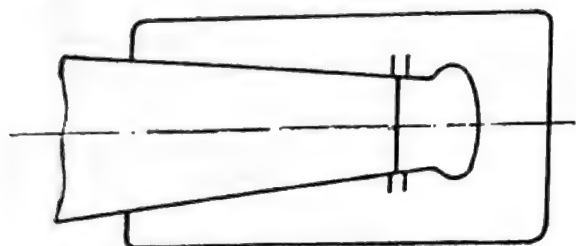


Fig. 9.20. Calibru-potcoavă unghiular cu repere.

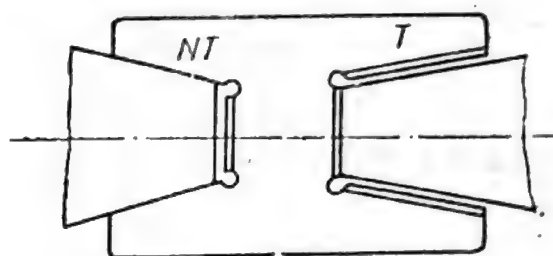


Fig. 9.21. Calibru-potcoavă unghiular „trece” și „nu trece”.



## TOLERANȚELE, AJUSTAJELE ȘI CONTROLUL PIESELOR ȘI ASAMBLĂRILOR FILETATE

Piese filetate sînt organe de asamblare demontabile, foarte des utilizate pentru diferite scopuri în construcția de mașini și aparate.

Filetele se clasifică mai ales în funcție de destinație (filete de fixare, filete de mișcare, filete pentru țevi etc.), aceasta determinînd, de fapt, caracteristicile dimensionale specifice, toleranțele și ajustajele fiecărui tip de filet.

Datele în legătură cu terminologia, profilul și elementele dimensionale ale filetelor cilindrice sînt prezentate în STAS 3872-75, iar ale filetelor conice — în STAS 6423-65 (filet metric conic) și STAS 6422-61 (filet conic în țoli — Briggs).

Stabilirea toleranțelor la elementele dimensionale ale filetelor are scopul să asigure, în majoritatea cazurilor, interschimbabilitatea fără sortare și ajustare a pieselor filetate, rezistența normală a acestora în porțiunile filetate și un contact cît mai bun între suprafețele asamblate pe înălțimea filetului și pe lungimea de înșurubare.

### 10.1. ELEMENTELE DIMENSIONALE ALE FILETELOR

Deoarece suprafețele filetate sînt mult mai complexe decît suprafețele cilindrice sau conice netede, elementele dimensionale, mai numeroase, care determină calitatea asamblărilor filetate sînt:

— *diametrul mediu*, notat cu  $D_2$  pentru piuliță (filetul interior) și cu  $d_2$  pentru șurub (filetul exterior), care este, teoretic, diametrul cilindrului fictiv ce intersectează spirele filetului astfel încît lățimea plinurilor este egală cu lățimea golurilor; practic (pentru măsurare), diametrul mediu este distanța, măsurată în direcția perpendiculară pe axa suprafeței filetate, între două flancuri cu aceeași înclinație;

— *pasul  $p$* , care este distanța, măsurată paralel cu axa suprafeței filetate, dintre două flancuri consecutive cu aceeași înclinație;

— *unghiul flancurilor,  $\alpha$* , care este unghiul, măsurat într-un plan ce trece prin axa suprafeței filetate, dintre flancurile profilului filetului;

— *diametrul exterior al filetului*, notat cu  $D$  pentru piuliță și cu  $d$  pentru șurub, care este diametrul cilindrului circumscris fundurilor filetului la piuliță respectiv vîrfurilor filetului la șurub;

— *diametrul interior al filetului*, notat cu  $D_1$  la piuliță și cu  $d_1$  la șurub, care este diametrul cilindrului circumscris vîrfurilor filetului la piuliță respectiv fundurilor filetului la șurub ;

— *înălțimea teoretică a filetului*,  $H$ , care este înălțimea profilului ascuțit, obținut prin prelungirea flancurilor pînă la intersectarea lor ;

— *înălțimea spirei*,  $H_1$ , care este înălțimea reală a filetului piuliței sau șurubului ;

— *înălțimea de contact*,  $H_2$ , care este înălțimea pe care flancurile șurubului și piuliței sînt în contact (în asamblare).

Dintre toate aceste elemente, cele mai importante din punct de vedere funcțional sînt primele trei și anume : diametrul mediu  $D_2$  respectiv  $d_2$ , pasul  $p$  și unghiul flancurilor  $\alpha$ , ele fiind legate reciproc prin anumite relații și de ele depinzînd precizia asamblărilor filetate.

În multe asamblări filetate, ca, de exemplu, în asamblările cu filete de fixare de uz general, elementul dimensional determinant este diametrul mediu, deoarece contactul și solicitările au loc, de fapt, pe flancul filetului. Din acest motiv, toleranțele și ajustajele pieselor filetate sînt tratate, aproape exclusiv, cu referire la diametrul mediu.

La unele filete de mișcare de precizie înaltă, cum ar fi filetele mecanismelor micrometrice, cel mai important element dimensional este pasul  $p$ , întrucît precizia acestuia determină direct și integral precizia deplasărilor multor piese de mașini și aparate (de exemplu, la săniile mașinilor-unelte și ale microscopelor de măsurare, la aparatele micrometrice etc.).

## 10.2. RELAȚII ÎNTRE ABATERILE DIAMETRULUI MEDIU, PASULUI ȘI UNGHIIULUI FLANCURILOR

Deoarece, așa cum s-a arătat, diametrul mediu este elementul dimensional determinant în multe asamblări filetate, în stabilirea toleranței lui trebuie să se țină seamă de influența abaterilor de pas și de unghi de profil, tocmai pentru a se asigura o îmbinare corespunzătoare între șurub și piuliță.

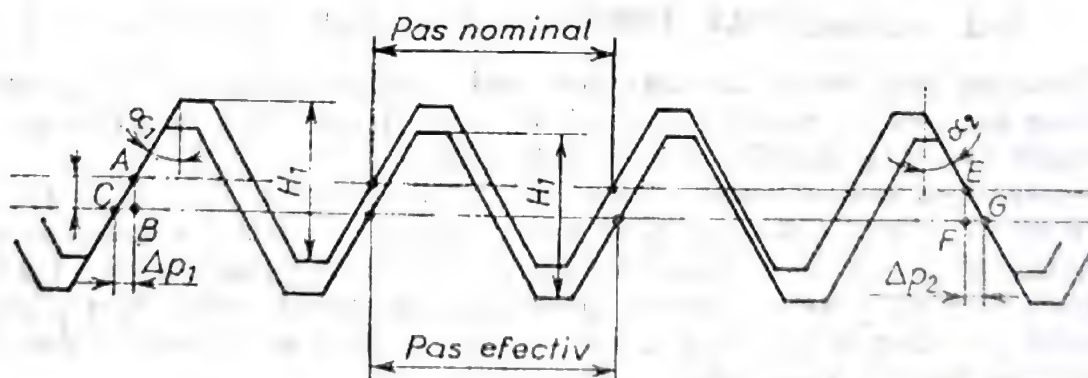


Fig. 10.1. Determinarea erorii diametrului mediu  $f_p$  în funcție de eroarea de pas  $\Delta p$ .

Dacă pasul filetului unui șurub este afectat de eroarea de pas  $\Delta p$  (fig. 10.1), aceasta determină eroarea  $f_p$  a diametrului mediu, care rezultă din cele ce urmează. Pe lungimea de înșurubare, eroarea cumulată de pas este :

$$\Delta p = CG - AE = CB + FG = \Delta p_1 + \Delta p_2, \quad (10.1)$$



unde distanța :  $CG$  este lungimea de înșurubare pe linia diametrului mediu al profilului nominal ;

$AE$  — lungimea de înșurubare pe linia diametrului mediu al profilului real.

Din triunghiurile dreptunghice  $ABC$  și  $EFG$  se obține :

$$CB = \Delta p_1 = \frac{f_p}{2} \operatorname{tg} \alpha_1 ; \quad (10.2)$$

$$FG = \Delta p_2 = \frac{f_p}{2} \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (10.2a)$$

Relația (10.1) devine :

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = \frac{f_p}{2} (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2), \quad (10.3)$$

de unde :

$$f_p = \frac{2|\Delta p|}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}. \quad (10.4)$$

În cazul filetelor simetrice (filetul de fixare ISO și altele),

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\alpha}{2} \quad (10.5)$$

și relația (10.4) devine :

$$f_p = \frac{2|\Delta p|}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{|\Delta p|}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = |\Delta p| \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}. \quad (10.6)$$

În relațiile (10.4) și (10.6) abaterea de pas se ia în valoare absolută, întrucît, indiferent de semn, ea provoacă, de regulă, micșorarea diametrului mediu la șurub și mărirea diametrului mediu la piuliță.

Eroarea semiunghiului flancurilor  $\Delta \frac{\alpha}{2}$  determină, de asemenea, o eroare  $f_a$  a diametrului mediu, așa cum se poate demonstra cu ajutorul figurii 10.2. Dacă, pentru un filet simetric,  $ABCE$  este profilul nominal al filetului unui șurub, iar  $A'B'C'E'$  este profilul real al aceluiași șurub, înșurubarea în piuliță (cu orice profil real), este posibilă numai dacă diametrul mediu efectiv al șurubului este micșorat cu valoarea  $FG + MN$ . Dar  $FG = MN = \frac{f_a}{2}$ . Aplicînd teorema sinusurilor pentru triunghiul  $AFG$  (partea de sus a figurii 10.2), se poate scrie :

$$\frac{FG}{\sin \Delta \frac{\alpha}{2}} = \frac{AF}{\sin \left[ 180 - \left( \frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2} \right) \right]}. \quad (10.7)$$

Dar, pentru că

$$\sin \left[ 180 - \left( \frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2} \right) \right] = \sin \left( \frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2} \right)$$

și

$$\sin \left( \frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2} \right) \approx \sin \frac{\alpha}{2},$$

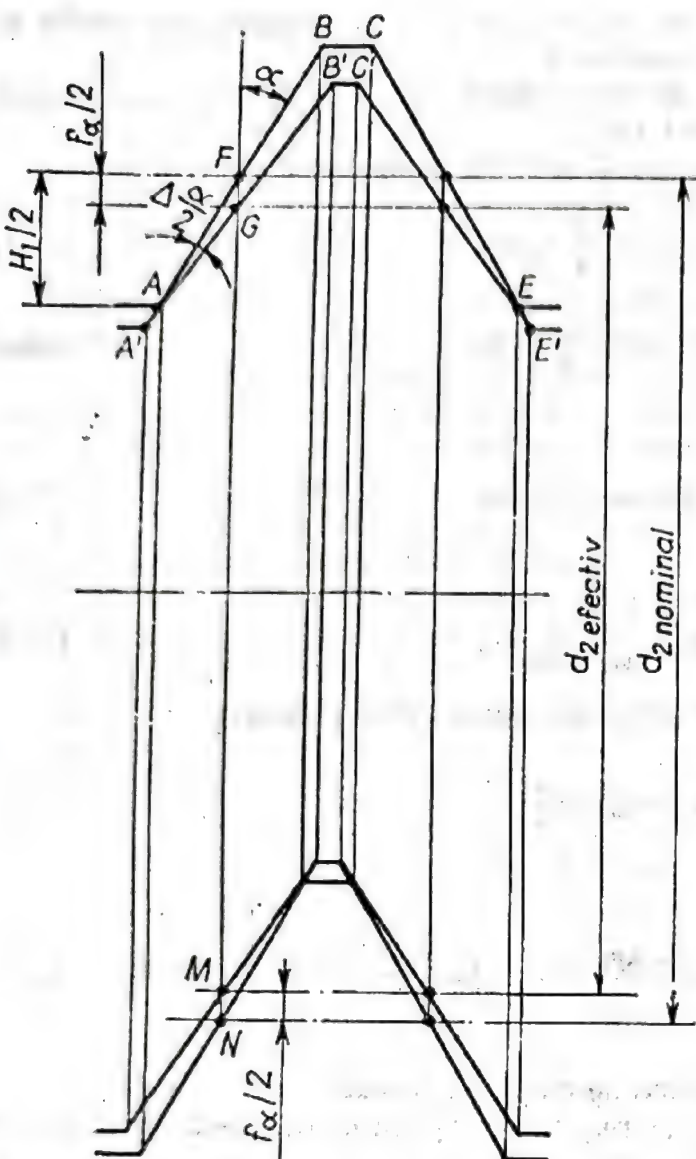


Fig. 10.2. Determinarea erorii diametrului mediu  $f_a$  în funcție de eroarea unghiului de profil.

În milimetri și  $f_a$  se consideră în micrometri, relația (10.11) capătă forma :

$$f_a = \frac{2 \cdot 2,91 \cdot 10^{-4} \cdot 10^3 \cdot H_1}{\sin \alpha} \cdot \left| \Delta \frac{\alpha}{2} \right| = \frac{0,582 H_1}{\sin \alpha} \left| \Delta \frac{\alpha}{2} \right| [\mu m]. \quad (10.12)$$

Pentru filetele nesimetrice, la care unghiurile flancurilor (față de perpendiculara pe axa piesei filetate) sînt diferite ( $\alpha_1 \neq \alpha_2$  și  $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha$ ), abaterea în diametru provocată de abaterile  $\Delta \alpha_1$  și  $\Delta \alpha_2$  va fi :

$$f_a = \frac{0,291 H_1}{\sin (\alpha_1 + \alpha_2)} (|\alpha_1| + |\alpha_2|) [\mu m]. \quad (10.13)$$

Ca și abaterea de pas, abaterea în unghiul flancurilor se ia în valoare absolută deoarece, indiferent de semn, ea provoacă micșorarea diametrului mediu la șurub și mărirea diametrului mediu la piuliță.

În afara abaterilor  $f_p$  și  $f_a$  datorate abaterilor de pas și de semiunghi, diametrul mediu va fi afectat, ca orice dimensiune, de o abatere proprie, notată cu  $f_{d2}$  (sau  $f_{D2}$  la piulițe). Ca urmare, abaterea totală a diametrului mediu este :

$$f_{tot} = f_p + f_a + f_{d2}. \quad (10.14)$$

relația (10.7) devine :

$$\frac{FG}{\sin \Delta \frac{\alpha}{2}} = \frac{AF}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (10.8)$$

Cum, însă,  $FG = \frac{f_a}{2}$  și

$$AF = \frac{\frac{H_1}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{H_1}{2 \cos \frac{\alpha}{2}},$$

relația (10.8) se poate scrie astfel :

$$\frac{f_a}{2 \sin \Delta \frac{\alpha}{2}} = \frac{H_1}{2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (10.9)$$

sau, pentru că

$$2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} = \sin \alpha \quad \text{și}$$

$$\sin \Delta \frac{\alpha}{2} \approx \Delta \frac{\alpha}{2},$$

relația (10.9) se transformă astfel :

$$\frac{f_a}{2 \Delta \frac{\alpha}{2}} = \frac{H_1}{\sin \alpha} \quad (10.10)$$

Din relația (10.10) rezultă:

$$f_a = \frac{2 H_1}{\sin \alpha} \left| \Delta \frac{\alpha}{2} \right|. \quad (10.11)$$

Dacă  $\Delta \frac{\alpha}{2}$  se transformă

din radiani în minute,  $H_1$  se ia



Toleranța prescrisă la diametrul mediu trebuie, în funcție de mărimea lui și de condițiile de precizie, să compenseze și să limiteze această abatere totală și, în consecință, este necesară condiția :

$$f_{tot} \leq T_{d_2} \text{ respectiv } f_{tot} \leq T_{D_2} . \quad (10.15)$$

Ca urmare, toleranța diametrului mediu determină existența a două profile limită (unul fiind, de obicei, profilul nominal), între care trebuie să se afle profilul efectiv al filetului (fig. 10.3).

### 10.3. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR METRICE ISO DE FIXARE

Profilul de bază (nominal) al filetului metric ISO (pentru fixarea sau stringerea pieselor prin îmbinarea șurub-piuliță), cu dimensiuni nominale între 1 mm și 600 mm și unghiul flancurilor  $\alpha=60^\circ$ , a fost stabilit prin STAS 6371-73.

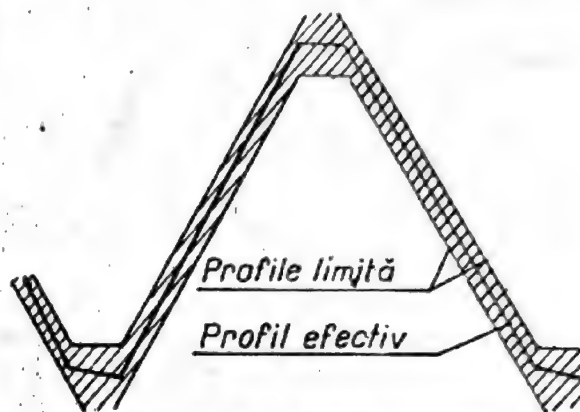


Fig. 10.3. Profile limită și profil efectiv la filete.

Toleranțele filetelor metrice ISO sînt date în STAS 8165-68 (sistemul de toleranță pentru ajustaje cu joc) și STAS 8164-68 (dimensiuni limită pentru organe de asamblare de uz general — ajustaj 6H/6g).

Cîmpurile de toleranță pentru diametrele filetelor la piuliță și șurub sînt definite prin poziția și mărimea lor.

Pozițiile cîmpurilor de toleranță față de profilul de bază (nominal) al filetului sînt determinate, prin analogie cu toleranțele pieselor cilindrice netede, de abaterile fundamentale: abaterea inferioară  $A_1$ , a diametrului piuliței și abaterea superioară  $a$ , a diametrului șurubului. În același timp, aceste abateri fundamentale determină și jocul minim al asamblării filetate.

În figura 10.4 sînt prezentate grafic profilul de bază (nominal) și pozițiile cîmpurilor de toleranță ale diametrelor filetului piuliței, iar în figura 10.5 sînt prezentate profilul de bază și pozițiile cîmpurilor de toleranță ale diametrelor filetului șurubului. După cum se vede, s-au stabilit două serii de abateri fundamentale pentru diametrele filetului la piulițe și trei serii de abateri fundamentale pentru diametrele filetului la șurub. Seriile de abateri fundamentale au următoarele simboluri :

- pentru filetul piuliței : H și G (fig. 10.4) ;
- pentru filetul șurubului : h, g și e (fig. 10.5).

Aceste poziții ale toleranțelor permit, cînd este necesar, aplicarea unui strat acoperitor de protecție pe spirele filetului.

Pozițiile H (la piulițe) și g (la șurub) sînt socotite normale și împreună dau un ajustaj cu joc minim garantat ( $j_{min} > 0$ ), care asigură o asamblare ușoară și o deteriorare minimă a filetului prin înșurubare. Poziția G (la piulițe) se va prescrie în cazurile cînd este necesară aplicarea unui strat de protecție gros

sau cînd înșurubarea trebuie să se facă foarte ușor. Poziția  $h$  (la șuruburi) se va adopta atunci cînd jocul în filet trebuie redus la minimum, iar poziția  $e$  se recomandă atunci cînd stratul de protecție este gros și piesele filetate trebuie să se înșurubeze ușor sau foarte ușor.

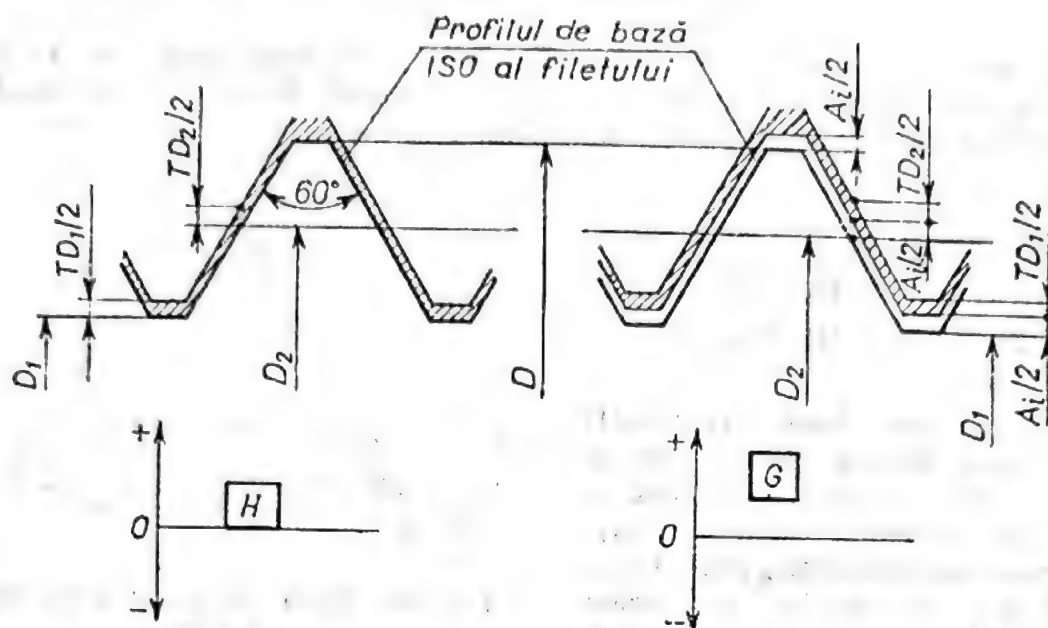


Fig. 10.4. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale diametrelor filetului ISO pentru piuliță.

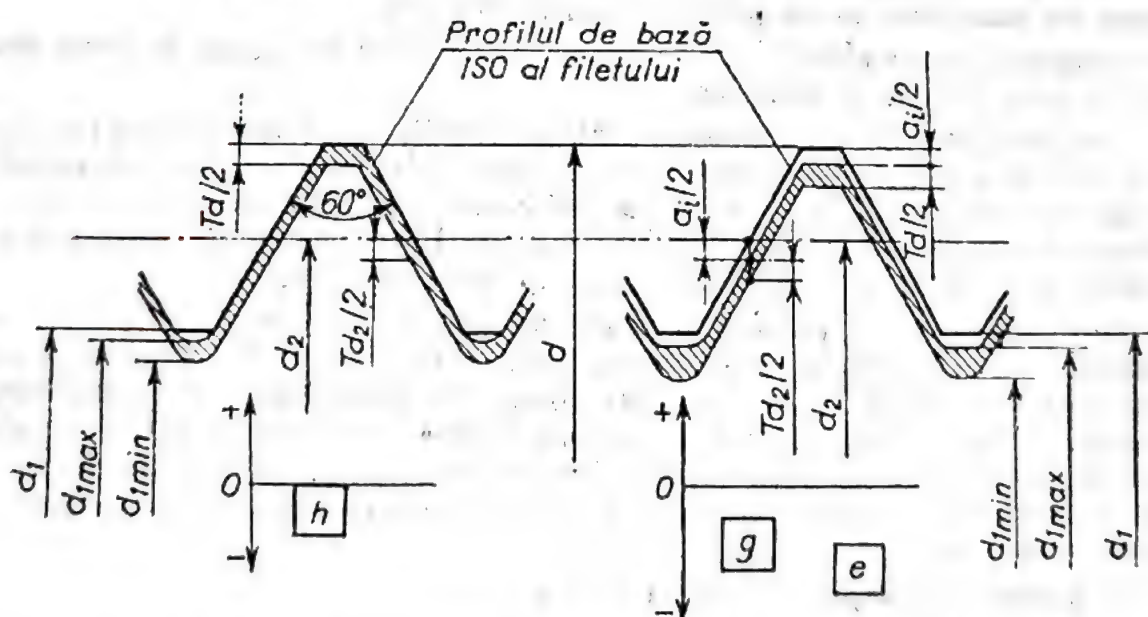


Fig. 10.5. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale diametrelor filetului ISO pentru șurub.

Valorile abaterilor fundamentale pentru diametrele  $D$ ,  $D_2$  și  $D_1$  ale filetelor piulițelor și pentru diametrele  $d$  și  $d_2$  ale filetelor șuruburilor sînt date în tabelul 1 din STAS 8165-68 (în funcție de pasul  $p$ , care poate avea valori de la 0,2 mm pînă la 6 mm).



În ce privește mărimea cîmpului de toleranță, pentru diametrele medii ( $D_2$  și  $d_2$ ) și pentru diametrele vîrfurilor filetelor (diametrul interior  $D_1$  la piuliță și diametrul exterior  $d$  la șurub) se prevăd toleranțe de diferite grade de precizie, acestea fiind notate cu cifre de la 3 la 9. În același timp, filetele sînt clasificate în trei clase de execuție :

- *fină*, prescrisă numai pentru filete de precizie mare atunci cînd în asamblarea filetată este necesar un joc mic sau foarte mic ;
- *mijlocie*, pentru asamblări filetate de uz general ;
- *grosolană*, prevăzută pentru filete executate în condiții tehnologice dificile (de exemplu, în cazul filetării găurilor adînci sau infundate).

Filetele se clasifică în trei grupe de lungimi de înșurubare : scurte, normale și lungi.

În general, gradele de precizie 3, 4 și 5 se prescriu pentru clasa de execuție fină și cu lungimi de înșurubare scurte, gradul de precizie 6 pentru filetele din clasa de execuție mijlocie cu o lungime de înșurubare normală, iar gradele de precizie 7, 8 și 9 pentru filetele din clasa de execuție grosolană și cu lungimi de înșurubare mari.

În particular, pentru toleranțele  $TD_1$  a diametrului interior al piuliței și  $TD_2$  a diametrului mediu al piuliței sînt prevăzute cinci grade de execuție : 4, 5, 6, 7 și 8 (valorile corespunzătoare ale toleranțelor  $TD_1$  și  $TD_2$  sînt date în tabelele 2 și respectiv 4 din STAS 8165-68). Pentru toleranța  $Td$  a diametrului exterior al șurubului sînt prevăzute trei grade de precizie : 4, 6 și 8 (v. tab. 3 din STAS 8165-68), iar pentru toleranța  $Td_2$  a diametrului mediu al șurubului sînt prevăzute șapte grade de precizie : 3, 4, 5, 6, 7, 8 și 9 (v. tab. 5 din STAS 8165-68). Pentru diametrul exterior al filetelui piuliței se stabilește numai valoarea minimă  $D_{min}$ , care este egală cu valoarea nominală  $D$  în cazul poziției H pentru  $TD_2$  sau cu valoarea nominală plus abaterea fundamentală  $A$ , în cazul poziției G pentru  $TD_2$  (v. fig. 10.4). Fundul filetelui șurubului trebuie să fie racordat cu o rază minimă de 0,1 p. Diametrul interior efectiv  $d_1$  trebuie să aibă valori cuprinse între limitele  $d_{1max}$  și  $d_{1min}$ , dar, în același timp,  $d_{1max}$  este mai mic decît  $d_1$  nominal (v. fig. 10.5).

Cîmpul de toleranță al diametrului unui filet se simbolizează prin cifra care indică gradul de precizie, urmată de litera care indică precizia lui, de exemplu, 6H, 6g etc.

Simbolul cîmpului de toleranță al unui filet se compune din simbolul cîmpului de toleranță al diametrului mediu, urmat de simbolul cîmpului de toleranță al diametrului vîrfului filetelui, adică diametrul interior al filetelui piuliței sau diametrul exterior al filetelui șurubului. În cazul cînd cîmpul de toleranță al celor două diametre este același, simbolul se scrie o singură dată (de exemplu, M 12×1,5—6 H, care înseamnă piuliță cu filet M 12 ×1,5 avînd pentru diametrul mediu și diametrul interior cîmpul de toleranță 6 H ; M 12 ×1,5—6 g, care reprezintă un șurub M 12 ×1,5 avînd pentru diametrul mediu și diametrul exterior cîmpul de toleranță 6 g).

Simbolul unui ajustaj este compus din simbolul cîmpului de toleranță al filetelui piuliței urmat de o linie oblică și apoi de simbolul cîmpului de toleranță al filetelui șurubului, de exemplu, M 12×1,5—6 H/6 g.

ISO face o selecție a cîmpurilor de toleranță pentru filete. Astfel, sînt prevăzute cîte trei cîmpuri de toleranță preferate (5 H, 6H și 7H pentru piulițe și 6 e, 6 g și 6 h pentru șuruburi), un număr de cîmpuri de toleranță mai puțin preferate și un număr de cîmpuri care trebuie evitate (v. tab. 10 și 11 din



STAS 8165-68). În principiu, oricare dintre cîmpurile de toleranță pentru filetul șurubului se poate combina cu oricare dintre cîmpurile de toleranță ale filetului piuliței, dar se preferă ajustajele de tipul H/g, H/h sau G/h care asigură o bună asamblare, respectiv o suprapunere diametrală suficientă între filetul piuliței și al șurubului.

#### 10.4. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR METRICE CU STRÎNGERE PE DIAMETRUL MEDIU

Filetele de fixare ISO, tratate mai înainte și care dau ajustaje cu joc, asigură rezistența și stabilitatea asamblării prin crearea unor tensiunii mai mult sau mai puțin puternice numai pe unul dintre flancurile filetelor; pe flancurile neactive se creează, în mod obiectiv, un joc. La acest tip de asamblări filetate este necesar ca la capetele șurubului să existe elemente de sprijin realizate, în majoritatea cazurilor, sub formă de cap și piuliță.

Sînt, însă, cazuri cînd o astfel de soluție este fie imposibilă, fie complicată sau nerațională din punct de vedere constructiv și tehnologic. La fixarea chiulasei pe corpul cilindrului unor motoare cu ardere internă, la fixarea capului carterului la motoarele de avion, ca și în multe alte cazuri, șuruburile obișnuite se înlocuiesc cu bare cilindrice numite prezoane sau șuruburi prizoniere, filetate pe amîndouă porțiunile spre extremități și fără cap sau alte elemente de sprijin. O extremitate a prezonului se înșurubează cu strîngere puternică în locașul filetat al unei piese (de exemplu, al corpului cilindrului), creîndu-se, în acest fel, o stare de tensiune pe flancurile filetelor în contact; după montarea liberă a piesei pereche (de exemplu, a chiulasei), la cealaltă extremitate a prezonului se înșurubează (cu joc) o piuliță obișnuită. Ajustajul dintre prezon și locașul piesei (chiulasei) se realizează cu strîngere pe diametrul mediu.

Toleranțele și ajustajele filetelor metrice cu diametrul de la 5 la 48 mm și cu pasul de la 0,8 la 3 mm, destinate asamblărilor cu strîngere pe diametrul

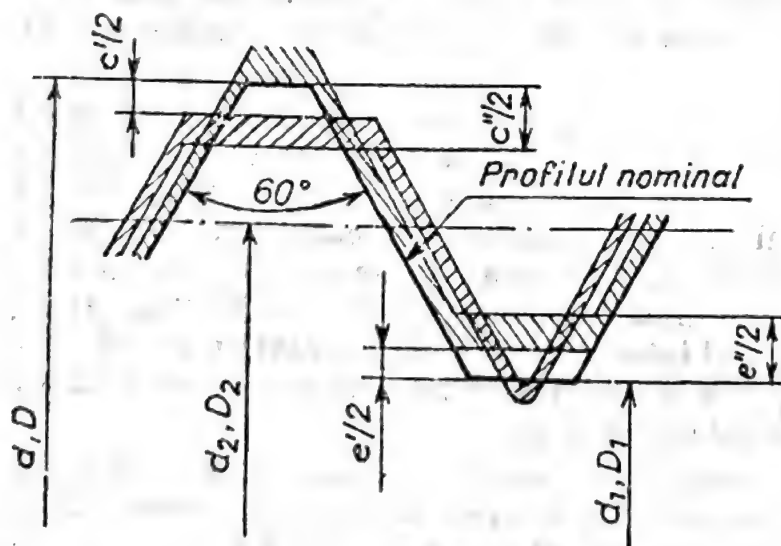


Fig. 10.6. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale diametrelor filetelor cu strîngere pe diametrul mediu.

mediu, sînt date în STAS 5792-66. Profilul nominal și poziția cîmpurilor de toleranță sînt prezentate în figura 10.6. După cum se poate vedea, între vârful filetului unei piese și fundul filetului piesei pereche se prevede un joc relativ mare, astfel că numai o parte din flancurile filetelor este activă.



Sînt standardizate următoarele ajustaje cu strîngere pe diametrul mediu :

$$\frac{S\ 1-1}{s\ 1-1}; \frac{S\ 1-2}{s\ 1-2}; \frac{S\ 1-3}{s\ 1-3}; \frac{S\ 2-2}{s\ 2-2}$$

Poziția cîmpurilor de toleranță (în reprezentarea grafică simplificată) pentru, de exemplu, filetul M 20×2 este prezentată în figura 10.7.

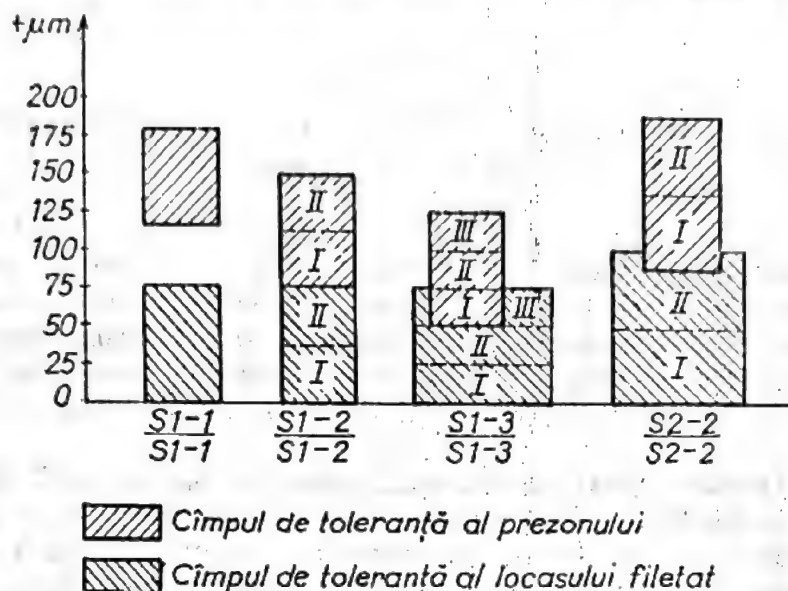


Fig. 10.7. Ajustajele filetului metric M 20×2 cu strîngere pe diametrul mediu.

Ajustajele  $\frac{S\ 1-2}{s\ 1-2}$ ;  $\frac{S\ 1-3}{s\ 1-3}$  și  $\frac{S\ 2-2}{s\ 2-2}$  se obțin prin sortarea șuruburilor și a locașurilor filetate după diametrul mediu corespunzător mijlocului lungimii filetului șurubului și locașului; se vor asambla piese cu filete din grupe de sortare de același ordin: I cu I, II cu II și III cu III (v. fig. 10.7).

Alegerea ajustajului se face în funcție de destinația asamblării și de materialul piesei cu locașul filetat, ținîndu-se seamă de recomandările date în tabelul 10.1.

Tabelul 10.1

Alegerea ajustajelor asamblărilor filetate cu strîngerea pe diametrul mediu

Ajustajul	Condiții de prescriere
$\frac{S\ 1-1}{s\ 1-1}$	Prezoane din oțel în locașuri ale pieselor din fontă (lungimea de înșurubare 1,25 ... 1,5 d) sau din aliaje de aluminiu (lungimea de înșurubare 1,5 ... 2 d)
$\frac{S\ 1-2}{s\ 1-2}$	Prezoane din oțel în locașuri ale pieselor din aliaje de aluminiu sau de magneziu (lungimea de înșurubare 1,5 ... 2 d)
$\frac{S\ 1-3}{s\ 1-3}$	Prezoane din oțel în locașuri ale pieselor din oțel sau din aliaje de titan (lungimea de înșurubare 1,0 ... 1,2 d).
$\frac{S\ 2-2}{s\ 2-2}$	Prezoane din oțel în locașuri ale pieselor din fontă (lungimea de înșurubare 1,25 ... 1,5 d)

Pe desene, filetele metrice cu strângere pe diametrul mediu se notează prin simbolul filetului metric respectiv, urmat de simbolul piesei sau al ajustajului prescris, ca, de exemplu :

M 20 S 1—3—pentru filetul locaşului ;

M 20 s 1—3—pentru filetul prezonului ;

M 20  $\frac{S}{s} \frac{1-3}{1-3}$  —pentru ajustajul asamblării filetate.

## 10.5. TOLERANŢELE ŞI AJUSTAJELE FILETELOR METRICE ISO MINIATURALE DE UZ GENERAL

Filetele metrice ISO miniaturale de uz general sînt destinate pentru asamblarea pieselor şi obiectelor de dimensiuni mici atît în industria constructoare de maşini, cît şi în industria de mecanică fină şi industria uşoară. Profilul nominal al acestor filete este dat în STAS 9674/1-74, iar dimensiunile nominale (pentru filete M 0,3 ... M 0,9 cu pasul de 0,08 ... 0,225 mm) sînt date în STAS 9674/2-74.

Sistemul de toleranţe al filetelor miniaturale, stabilit prin STAS 9674/3-74, prevede pentru piuliţă şi şurub cîte două poziţii ale toleranţelor la diametrul mediu şi diametrul vîrfurilor filetului, caracterizate prin abateri fundamentale corespunzătoare. Poziţiile toleranţelor sînt simbolizate astfel :

H şi G — pentru filetul interior (piuliţă) ;

h şi g — pentru filetul exterior (şurub).

Se admite, practic, orice combinaţie de poziţie, în funcţie de condiţiile concrete de asamblare şi de funcţionare (în ce priveşte jocul minim garantat).

Mărimea cîmpului de toleranţă este stabilită pentru următoarele clase de execuţie şi trepte de precizie :

— clasa de execuţie fină cu oricare din treptele de precizie 3, 4 şi 5 ;

— clasa de execuţie mijlocie cu treapta de precizie 6.

Clasa de execuţie fină se prescrie, de obicei, în cazul unor mecanisme cu precizie mare de deplasare sau de poziţionare (monturi de piese în unele aparate etc.), iar clasa de execuţie mijlocie se prescrie în toate cazurile în care este necesară o fixare obişnuită a pieselor.

## 10.6. TOLERANŢELE ŞI AJUSTAJELE FILETELOR TRAPEZOIDALE

Filetele trapezoidale se utilizează la diferite organe de transmitere a mişcării, de deplasare şi de ridicare a unor greutăţi, ca, de exemplu, la unele şuruburi conducătoare (cu excepţia şuruburilor conducătoare ale maşinilor-unelte), la instalaţii de ridicat etc.

Spre deosebire de filetul metric ISO de fixare, filetul trapezoidal are unghiul flancurilor  $\alpha = 30^\circ$ .

Profilul de bază şi elementele dimensionale comune filetului interior (piuliţei) şi filetului exterior (şurubului) sînt prezentate, conform STAS 2114/1-75, în figura 10.8, iar dimensiunile celor două filete în asamblare, conform STAS



2114/2-75 și 2114/3-75, sînt prezentate în figura 10.9. Caracteristic pentru acest tip de filet este faptul că diametrul interior nominal al șurubului notat cu  $d_3$ , este mai mic decît diametrul interior teoretic  $d_1$ , respectiv  $d_3 < d_1$  și, în același timp, diametrul exterior nominal al piuliței, notat cu  $D_4$ , este mai mare decît diametrul exterior teoretic  $D$ , respectiv  $D_4 > D$ ; ca urmare, între fundul filetului unei piese și vîrfurile filetului piesei pereche apare un joc  $a_c$ , care, în funcție de poziție, are valorile (v. fig. 10.9):

$$a_c = D_4 - d \text{ și } a_c = D_1 - d_3$$

Sistemul de toleranțe pentru filetele trapezoidale ISO este stabilit prin STAS 2114/4-75, iar dimensiunile limită al filetului interior (piuliță) și filetul exterior (șurub) sînt date în STAS 2114/5-75 și respectiv 2114/6-75.

Profilul de bază și poziția cîmpului de toleranță al filetului trapezoidal interior sînt prezentate în figura 10.10, *a*. Pentru toleranța diametrului interior  $D_1$  și toleranța diametrului mediu  $D_2$  este prevăzută poziția H ( $A_1 = 0$ —fig. 10.10, *b* și 10.10, *c*); la diametrul exterior este standardizată numai valoarea minimă, respectiv  $D_{4 \min} = D_4 > D$  (fig. 10.10, *d*).

Profilul de bază și poziția cîmpului de toleranță al filetului trapezoidal exterior sînt prezentate în figura 10.11, *a*. Diametrul interior efectiv este limitat de diametrul interior minim  $d_{3 \min}$  și diametrul interior maxim  $d_{3 \max} = d_3 < d_1$  (fig. 10.11, *b*). Pentru cîmpul de toleranță al diametrului mediu se prevăd pozițiile *c*, *e* și *h* (fig. 10.11, *c*), iar pentru cîmpul de toleranță al diametrului exterior este prevăzută poziția *h* (fig. 10.11, *d*).

În ce privește mărimea cîmpului de toleranță, sînt prevăzute următoarele trepte de precizie:

- 4, pentru diametrele  $d$  și  $D_1$ ;
- 7, 8 și 9, pentru diametrele  $d_2$ ,  $d_3$  și  $D_2$ .

Totodată sînt prevăzute și două clase de execuție:

- mijlocie, pentru filetele trapezoidale de uz general;
- grosolană, pentru filetele la care execuția are loc în condiții tehnologice dificile.

În STAS sînt prevăzute și două grupe de lungimi de înșurubare: normale (*N*) și lungi (*L*).

Toleranțele filetelor trapezoidale cu mai multe începuturi sînt egale cu cele ale filetelor cu un singur început, cu excepția toleranțelor la diametrul mediu  $TD_2$  și  $Td_2$ , care se măresc cu factorul de multiplicare 1,12 pentru două începuturi, 1,25 pentru trei începuturi, 1,4 pentru patru începuturi și 1,6 pentru cinci și mai multe începuturi (STAS 2114/4-75).

Din cele arătate mai înainte rezultă că la asamblarea pieselor cu filete trapezoidale se realizează ajustaje cu joc garantat (joc pozitiv,  $J_{\min} > 0$ ) pe diametrele  $d - D_4$  și  $d_3 - D_1$ ; pe diametrele  $d_2 - D_2$  se realizează fie ajustaje cu joc garantat ( $J_{\min} > 0$ ), fie ajustaj de tip alunecător ( $J_{\min} = 0$ ). Se preferă ajustajele cu joc garantat, întrucît filetele trapezoidale sînt filete de mișcare.

Notarea, pe desen, a filetului trapezoidal și a cîmpurilor de toleranță respective se face similar cu notarea la filetul ISO de fixare, de exemplu:

- pentru filet trapezoidal interior (piuliță),

Tr 30 × 6—7 H;

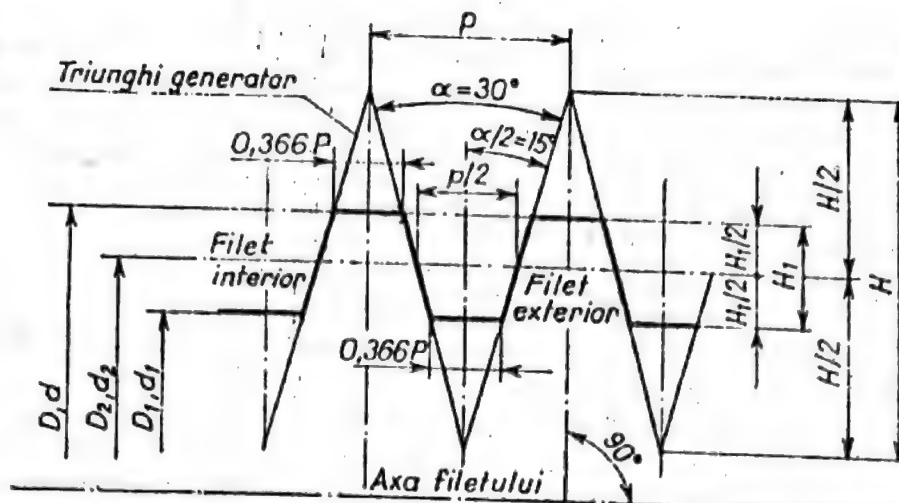
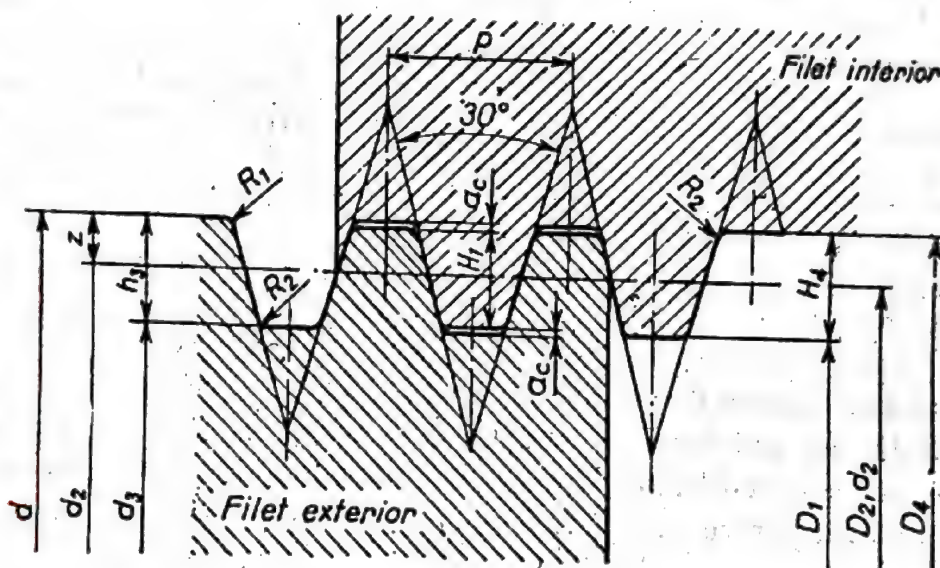


Fig. 10.8. Profilul de bază și elementele dimensionale ale filetului trapezoidal.



$$H_1 = 0,5P$$

$$H_4 = h_3 = H_1 + a_c = 0,5P + a_c$$

$$z = 0,25P = H_1/2$$

$$R_{1max} = 0,5a_c$$

$$R_{2max} = a_c$$

$d$  = diametrul nominal al filetului

$$d_2 = D_2 = d - 2z = d - 0,5P$$

$$d_3 = d - 2h_3 = d - P - 2a_c$$

$$D_4 = d + 2a_c$$

$$D_1 = d - 2H_1 = d - P$$

$a_c$  = jocul la fundul filetului

Fig. 10.9. Dimensiunile principale de asamblare ale filetelor trapezoidale.



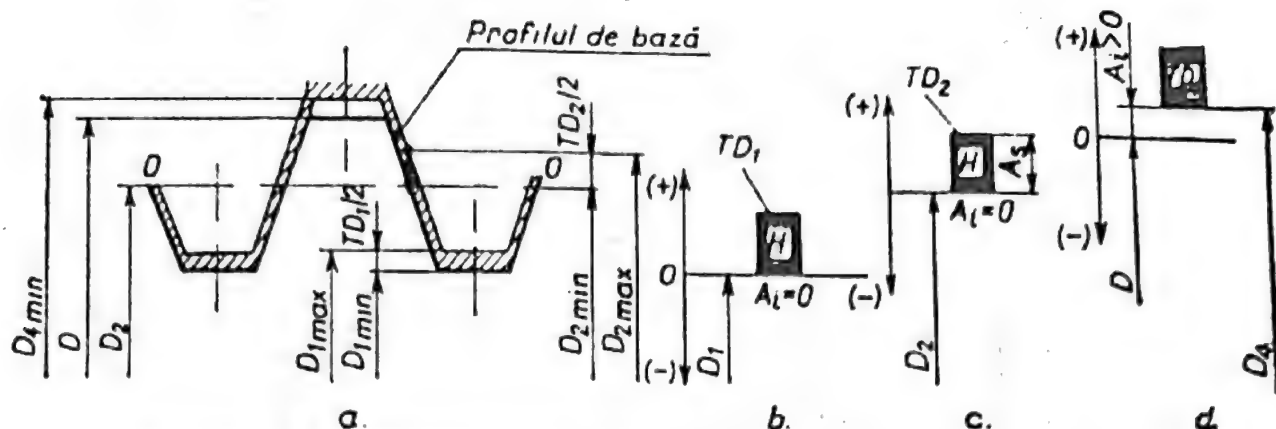


Fig. 10.10. Poziția cimpurilor de toleranță ale filetului trapezoidal interior.

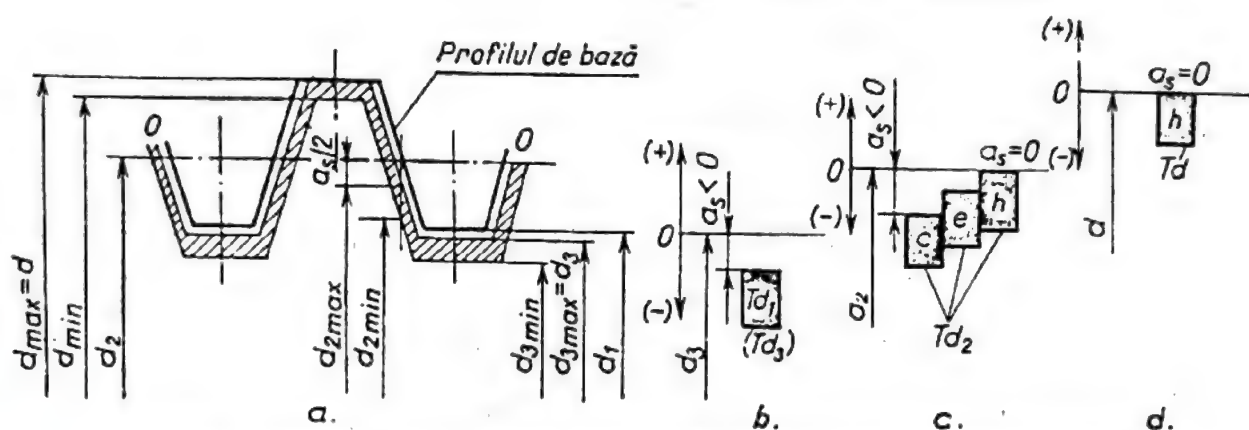


Fig. 10.11. Pozițiile cimpurilor de toleranță ale filetului trapezoidal exterior.

— pentru filet trapezoidal exterior (șurub),

Tr 30 × 6—7 c;

— pentru ajustaj cu filet trapezoidal

Tr 30 × 6—7 H/7c.

## 10.7. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR FERĂSTRĂU

Asamblarea piuliță-șurub cu filet ferăstrău se utilizează, de obicei, în cazul transmiterii unor presiuni unilaterale mari, ca, de exemplu, la presele cu șurub.

Profilul de bază al filetului, stabilit prin STAS 2234/1-75 (fig. 10.12), este caracterizat prin asimetria flancurilor, astfel că :

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 3 + 30 = 33^\circ.$$

Elementele dimensionale ale filetului ferăstrău au fost stabilite prin STAS 2234/2-75 (fig. 10.13). Se constată că dacă profilul de bază este același la ambele filete, profilele nominale sînt diferite ; datorită acestui fapt, pe flancu-

rele neactive apare jocul  $a$ , iar fundul filetului la șurub este rotunjit și în locul diametrului  $d_1$  apare diametrul  $d_3$ .

Toleranțele filetelor ferăstrău sînt date în STAS 2234/3-75.

Cîmpurile de toleranță au următoarele poziții: H pentru filetul interior (fig. 10.14) și c, e și h pentru filetul exterior (fig. 10.15). Ca urmare, se pot

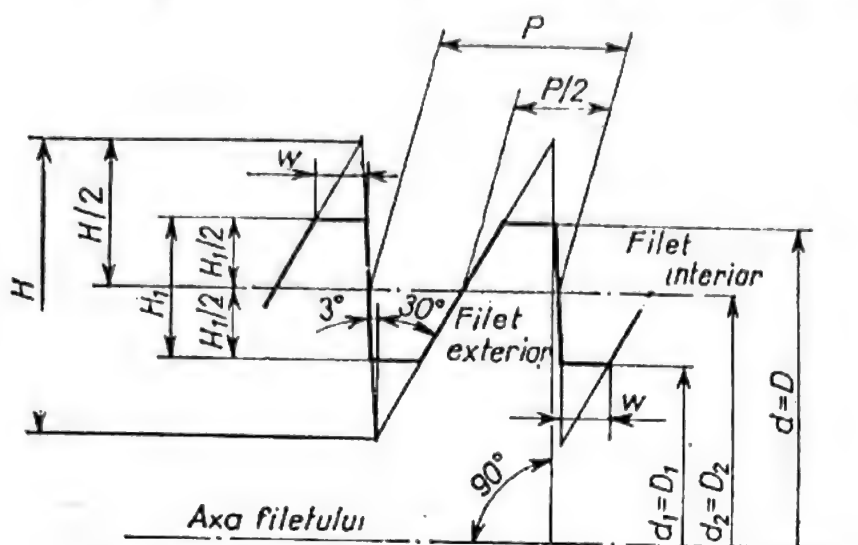
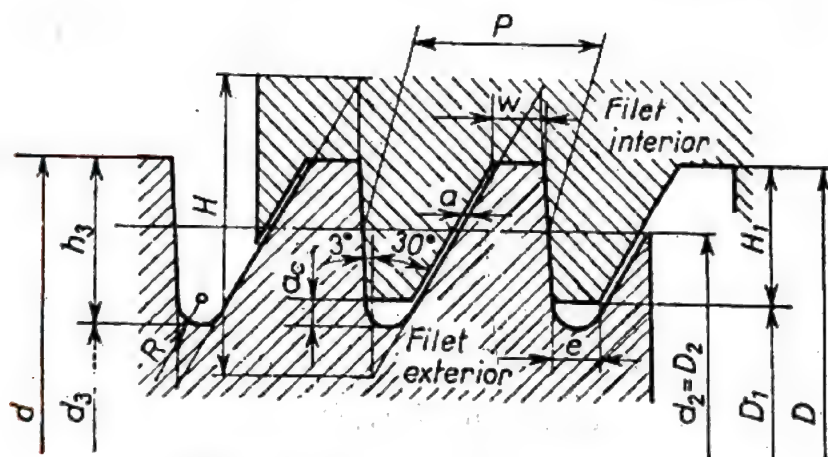


Fig. 10.12. Profilul de bază al filetului ferăstrău.



$d = D = \text{diametrul nominal al filetului}$

$D_1 = D - 2H_1 = D - 1,5P$

$D_2 = d_2 = d - H_1 = d - 0,75P$

$d_3 = d - 2h_3$

$H_1 = 0,75P$

$h_3 = H_1 + a_c = 0,86777P$

$a_c = 0,11777P$

$a = 0,1\sqrt{P}$

$w = 0,26384P$

$e = w - a$

$R = 0,12427P$

Fig. 10.13. Elementele dimensionale ale filetului ferăstrău.

forma fie ajustaje cu  $J_{min}=0$  ( $H/h$ ), fie ajustaje cu  $J_{min}>0$  ( $H/c$  și  $H/e$ ). Ultimele se utilizează cel mai des. Valorile abaterilor fundamentale  $a$ , pentru pozițiile c și e sînt date în funcție de pas.

Pentru mărirea cîmpului de toleranță, sînt prevăzute treptele de precizie 7, 8 și 9 la diametrele  $D_2$ ,  $d_2$  și  $d_3$  și cîmpurile de toleranță h9 la dia-



metrul  $d$  respectiv H10 la diametrul  $D$  (conform STAS 8102-68 și respectiv 8103-68).

S-au stabilit două clase de execuție: mijlocie — pentru filete de uz general și grosolană — pentru cazurile în care execuția are loc în condiții tehnologice dificile. În ce privește lungimile de înșurubare, sînt prevăzute două grupe: normale (N) și lungi (L).

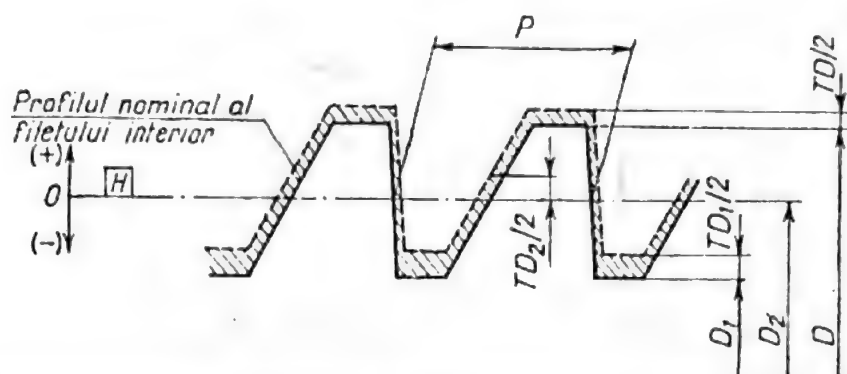


Fig. 10.14. Poziția cîmpurilor de toleranță ale filetului ferăstrău interior.

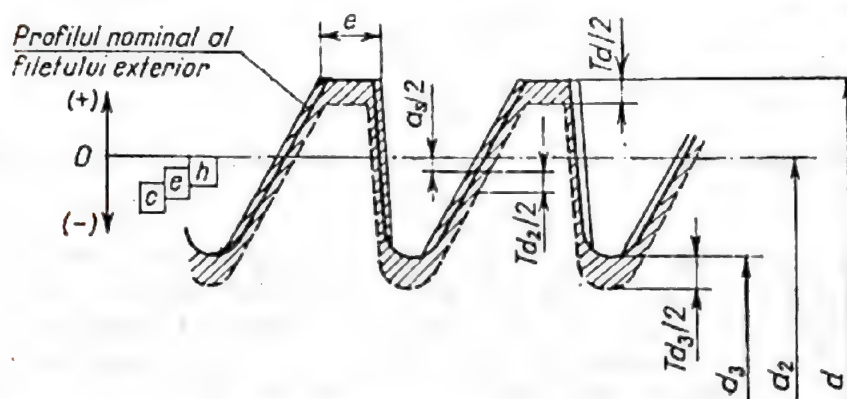


Fig. 10.15. Poziția cîmpurilor de toleranță ale filetului ferăstrău exterior.

Toleranțele filetelor cu mai multe începuturi sînt egale cu cele ale filetelor cu un singur început, cu excepția toleranțelor la diametrul mediu, care se măresc cu factorii de multiplicare similari cu cei de la filetele trapezoidale.

Notarea pe desen a filetelor ferăstrău și a cîmpurilor de toleranță respective se face în felul următor:

- pentru filetul interior  $S30 \times 6-7H$ ;
- pentru filetul exterior  $S30 \times 6-7c$ ;
- pentru ajustajul filetat  $S30 \times 6-7H/7c$ .

## 10.8. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR PENTRU ȚEVI

Filetele pentru țevi pot fi cu etanșare în filet sau fără etanșare în filet. În ultimul caz, este necesară utilizarea unor piese sau materiale de etanșare (garnituri etc.)

Dimensiunile teoretice ale filetului pentru țevi cu etanșare în filet sînt date în STAS 402-68.

Dimensiunile de asamblare ale filetului pentru țevi cu etanșare în filet, pentru care au fost prevăzute toleranțe în STAS 836-68, sînt prezentate în figura 10.16. Filetul interior este cilindric, iar filetul exterior

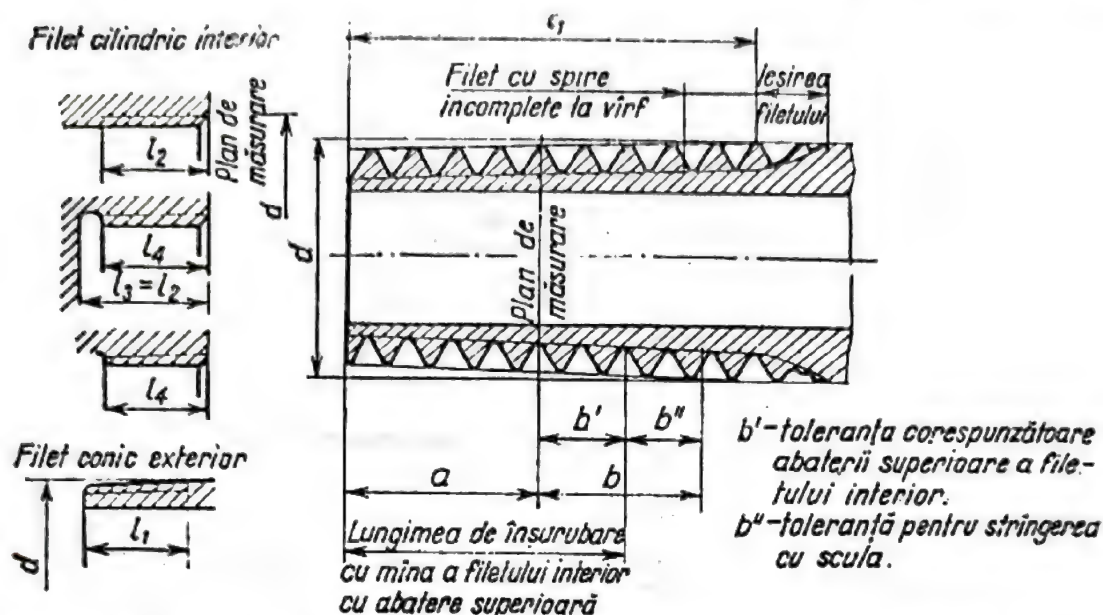


Fig. 10.16. Dimensiunile de asamblare ale filetului pentru țevi cu etanșare în filet.

este conic (conicitate 1 : 16). Toleranțele standardizate înglobează toleranțele provenite din erorile de pas și ale unghiului de profil. În consecință pasul și unghiul de profil nu vor mai fi controlate. Filetul pentru țevi cu etanșare în filet se utilizează numai la țevile filetate și la piesele (fitinguri, armături, flanșe filetate etc.) care se înșurubează direct pe țevi. Notăția pe desen a filetului exterior conic cuprinde litera K și simbolul filetului pentru țevi (de exemplu,  $KG1\frac{1}{2}$ ). La filetul interior cilindric notarea se face prin simbolul filetului pentru țevi, urmat de litera J care semnifică abateri simetrice la diametrele filetului (de exemplu,  $G1\frac{1}{2}J$ ). Cifrele înseamnă diametrul interior al țevii, în țoli.

Profilul teoretic și dimensiunile filetului pentru țevi fără etanșare în filet sînt prezentate în figura 10.17 (conf. STAS 8130-68). Acest tip de filet are, ca și filetul ISO, profilul triunghiular, dar cu vîrfurile și fundurile rotunjite (în unele cazuri se admit și vîrfuri plate). Ambele filete, interior și exterior, sînt cilindrice.

Pozițiile cîmpurilor de toleranță, conform STAS 8131-68, sînt prezentate în figura 10.18. După cum se poate constata, între piesele filetate se formează un ajustaj de tipul H/h, întrucît la diametrele  $d$ ,  $d_2$  și  $d_1$  abaterea superioară  $a_s = 0$ , iar la diametrele  $D$ ,  $D_2$  și  $D_1$  abaterea inferioară  $A_i = 0$ . Sînt standardizate toate abaterile la diametre, cu excepția abaterii superioare a diametrului exterior  $D$  al filetului interior. Pentru filetul exterior, sînt prevăzute toleranțe în clasa de precizie A (la lungimile de înșurubare indicate în STAS sau mai mici) și toleranțe în clasa de precizie B (la lungimi de înșurubare mai mari decît cele indicate în STAS). Pentru filetul interior se prevăd toleranțe numai pentru o singură clasă de precizie, nesimbolizată



(corespunzătoare, pentru  $TD_2$ , clasei de precizie A de la filetul exterior). Toleranțele stabilite pentru diametrul mediu ( $TD_2$ ,  $Td_2$ ) înglobează toleranțele datorate erorilor de pas și la unghiul de profil.

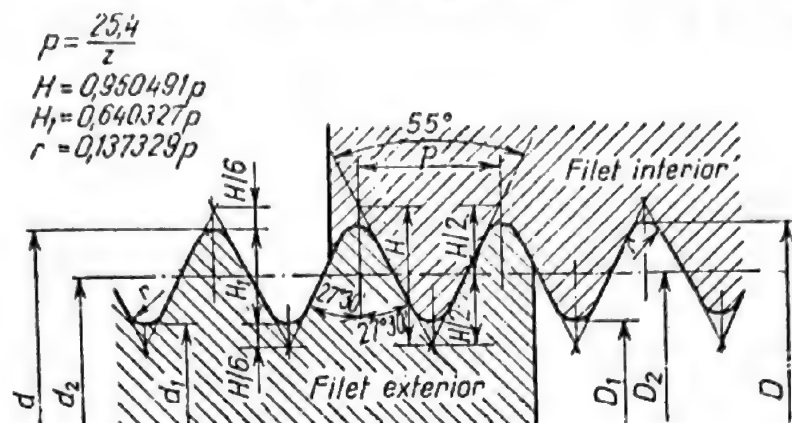


Fig. 10.17. Profilul teoretic și dimensiunile filetului pentru țevi fără etanșare în filet.

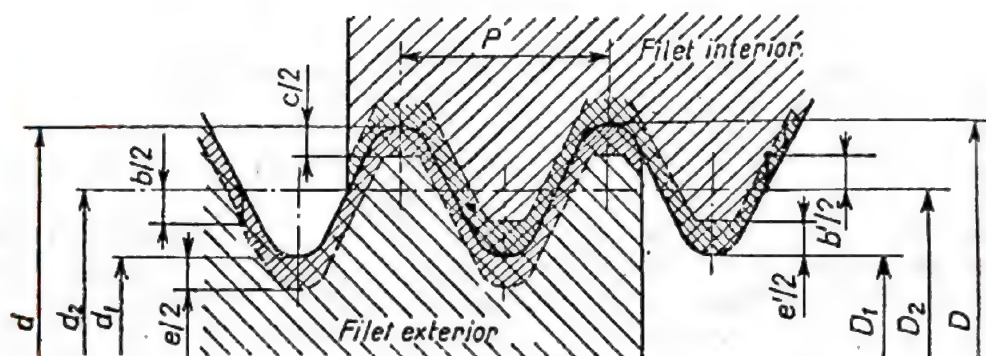


Fig. 10.18. Pozițiile cîmpurilor de toleranță (ajustajul) filetului pentru țevi fără etanșare în filet.

Notarea pe desen a filetelor pentru țevi fără etanșare în filet se face prin simbolul G urmat de valoarea diametrului interior al țevii în țoli și de litera clasei de precizie pentru filetul exterior (de exemplu,  $G 1\frac{1}{4} A$ ,  $G \frac{3}{4} B$ ) sau de litera H pentru filetul interior (de exemplu,  $G 1\frac{3}{4} H$ ).

## 10.9. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR PĂTRATE

Datorită faptului că au o rezistență mai mică și se prelucrează mai greu, filetele pătrate se utilizează rar, fiind înlocuite, de obicei, cu filete trapezoidale.

Profilul și elementele dimensionale ale filetelor pătrate sînt reglementate prin STAS 3202-52 (filet pătrat fin), 3203-52 (filete pătrate în general), 3126-52 (filet pătrat normal), 3125-52 (filet pătrat cu pas mare) și 9020-71 (filet pătrat pentru lemn). Primele patru STAS-uri sînt, în prezent, anulate și pot fi folosite doar cu titlu orientativ.

Toleranțele și ajustajele acestor filete nu sînt standardizate, dar forma profilului permite aplicarea, la dimensiuni, a sistemului de toleranțe de la dimensiunile liniare. În consecință, se recomandă toleranțele și ajustajele prezen-

Scanned with OKEN Scanner



Profilul filetului rotund are la bază un triunghi cu bisectoarea perpendiculară pe axa piesei filetate și cu vîrfurile mult rotunjite. Din grupa filetelor rotunde fac parte, de fapt, mai multe tipuri: filetul rotund obișnuit, folosit la piese și obiecte cu rol funcțional mai puțin important (de exemplu, capace la vase și recipiente de tot felul); filetul Edison, utilizat la dulii, fasunguri și elemente de siguranță; filetul pentru biciclete; filetul pentru ansamblul cuplei de cale ferată normală. Unghiul de profil  $\alpha$  este de  $30^\circ$  sau de  $60^\circ$ .

triunghi generator

$\alpha = 30^\circ$  piuliță

surub

Dimensions and labels in the diagram include:  $d, d_2, d_1, b, r, r_1, r_1', r', t_1, t_2, t, t/2, D_1, D_2, D, P, \sigma_1$ .

$P = \frac{25,4}{2}$   
 $f = 1,86603 P$   
 $t_1 = 0,5 P$   
 $t_2 = 0,08850 P$   
 $\alpha = 0,05 P$   
 $b = 0,68301 P$   
 $r = 0,23851 P$   
 $r_1' = 0,25597 P$   
 $r_1 = 0,22105 P$   
 $d_2 = d - f_1$   
 $d_1 = d - 2f_1$   
 $D = d + 2a$   
 $D_2 = d_2$   
 $D_1 = D - 2f_1$

278



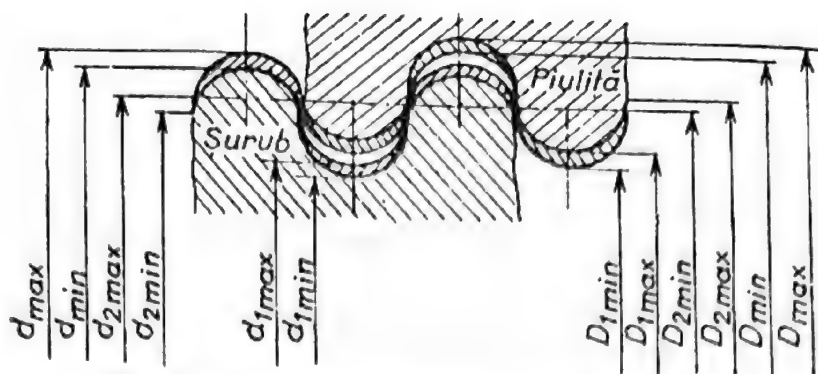


Fig. 10.21. Toleranțele filetului rotund normal.

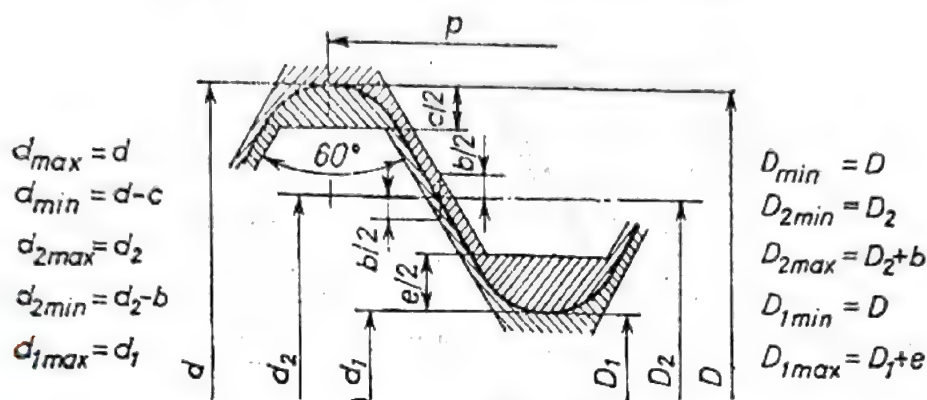
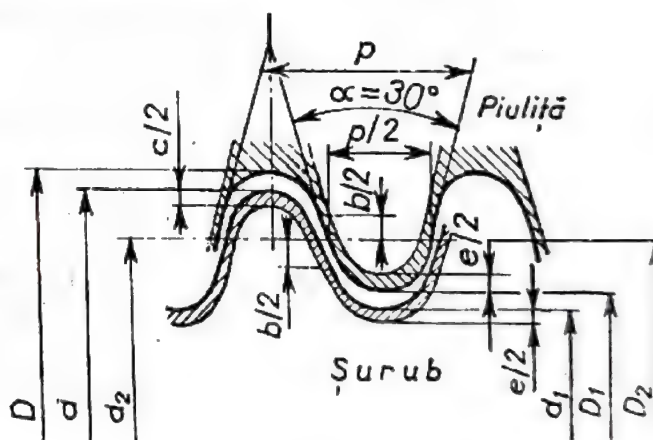


Fig. 10.22. Profilul și toleranțele filetului pentru biciclete.

Fig. 10.23. Profilul și toleranțele filetului cuplei de cale ferată.



se calculează cu ajutorul unor relații empirice (în funcție de diametrul mediu pas, unghiul de profil și lungimea de înșurubare). Poziția cîmpurilor de toleranță asigură obținerea unui ajustaj cu joc (fig. 10.21).

Profilul nominal și poziția cîmpurilor de toleranță la filetul pentru biciclete sînt prezentate în figura 10.22 (conf. STAS 5515-79). Ajustajul dintre șurub și piuliță este caracterizat prin  $J_{min} = 0$ .

În figura 10.23 sînt prezentate profilul și poziția cîmpurilor de toleranță la filetul cuplei de cale ferată. Ajustajul format de piesele filetate se caracterizează printr-un joc minim garantat ( $J_{min} > 0$ ).

## 10.11. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR METRICE ISO PENTRU PRODUSE DIN MASE PLASTICE

Sînt standardizate filetele metrice ISO cu diametrul nominal între 1 și 120 mm, pasul între 0,2 și 6 mm și unghiul  $\alpha = 60^\circ$ , pentru produse din mase plastice care se assemblează între ele sau pentru produse din mase plastice care se assemblează cu piese din materiale metalice. Aceste filete pot fi cu pas normal, pas mare și pas fin.

Profilul nominal al filetelor metrice ISO pentru produse din mase plastice este prezentat în figura 10.24 (STAS 8404/1-74).

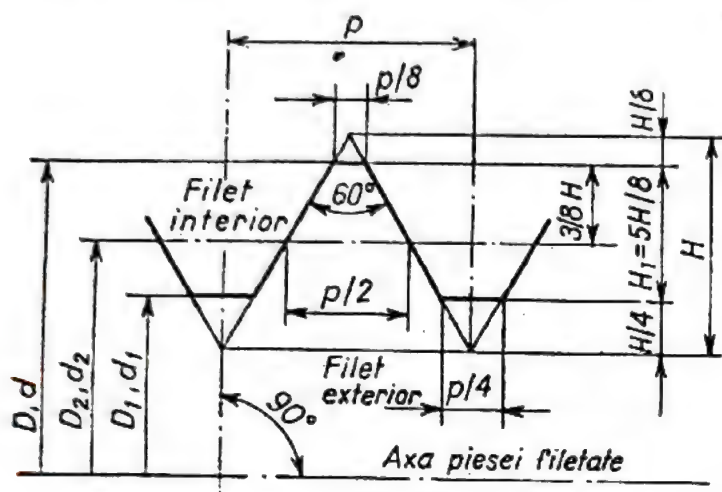


Fig. 10.24. Profilul nominal al filetelor metrice ISO pentru produse din mase plastice.

Sistemul de toleranță și ajustaje ale filetelor pentru mase plastice a fost stabilit prin STAS 8404/2-74.

Pozițiile cîmpurilor de toleranță sînt determinate de cîte două serii de abateri fundamentale ( $A_i$  pentru filetul interior și  $a_i$  pentru filetul exterior) și sînt simbolizate în felul următor:

- pentru filetul interior :  $H$  și  $G$  (fig. 10.25);
- pentru filetul exterior :  $h$  și  $g$  (fig. 10.26).

Ajustajele care se pot obține prin combinarea acestor poziții se caracterizează printr-un joc minim zero ( $H/h$ ) sau mai mare decît zero ( $H/g$  și  $G/h$ ).

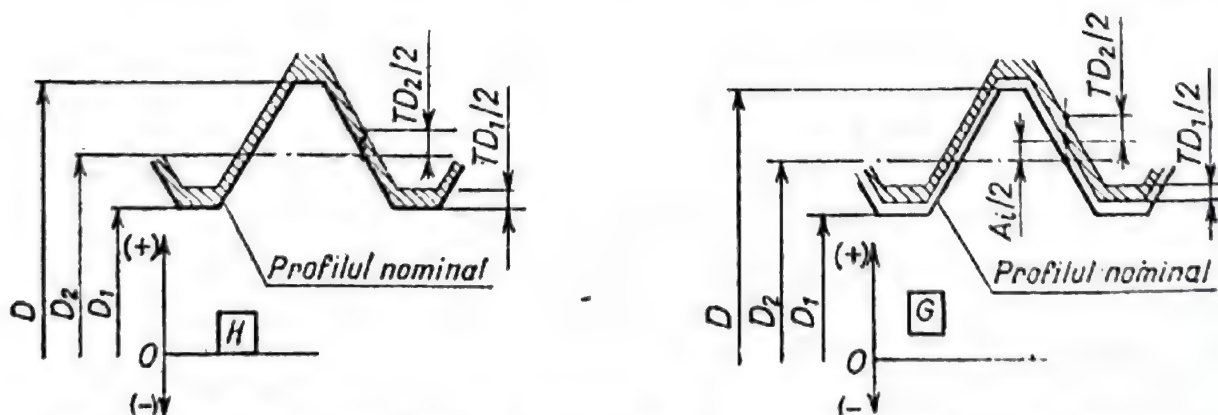


Fig. 10.25. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale filetului interior pentru produse din mase plastice.



Pentru diametrele medii ( $D_2$  și  $d_2$ ), pentru diametrele vîrfurilor filetelor ( $D_1$  și  $d_1$ ) și pentru diametrul interior al filetului exterior ( $d_1$ ) se prevăd toleranțe în cinci trepte de precizie, simbolizate cu cifre de la 6 la 10.

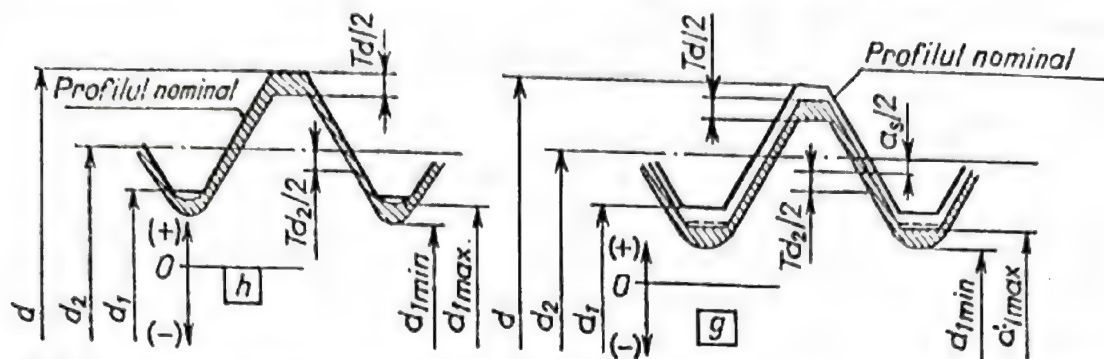


Fig. 10.26. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale filetului exterior pentru produse din mase plastice.

Valorile toleranțelor corespunzătoare treptelor de precizie sînt date în STAS 8165-68, cu excepția toleranțelor  $TD_2$  și  $Td_2$  corespunzătoare treptelor 9 și respectiv 10, pentru filetele cu pas normal și fin și treptelor 6 ... 8. și respectiv 6 ... 9 pentru filetele cu pas mare, care sînt date în STAS 8404/2-74.

Alegerea toleranțelor și ajustajelor se face în funcție de clasele de execuție și de lungimile de înșurubare.

S-au stabilit trei clase de execuție :

— mijlocie, pentru filetele de precizie mai înaltă (treapta de precizie 6), la care se impun condiții de coaxialitate și etanșeitate ;

— grosolană, pentru filete de precizie medie (treptele 7 și 8) supuse la solicitări ; nu se recomandă în cazul materialelor fragile și plasto-elastice ;

— foarte grosolană, pentru filete slab solicitate cu precizie redusă (treptele 9 și 10) și pentru filetele pieselor din mase plastice care se assemblează cu piese din materiale metalice.

Lungimile de înșurubare sînt cele date în STAS 8165-68 (v. subcap. 10.3).

În tabelul 10.2 este prezentată selecția cîmpurilor de toleranță preferențiale în funcție de clasele de execuție.

Tabelul 10.2

Cîmpuri de toleranță preferențiale

Clasa de execuție	Cîmpul de toleranță al filetului	
	interior	exterior
Mijlocie	6 H ; 6 G	6 g ; 6 g
Grosolană	7 H ; 7 G	8h ; 8 g
Foarte grosolană	9 H ; 8 H	10h ; 8h

Abaterile limită pentru cîmpurile de toleranță indicate în tabelul 10.2 sînt date în STAS 8165-68 și 8404/2-74. Abaterea superioară a diametrului exterior  $D$  al filetului interior nu se standardizează.

## 10.12. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR CONICE

Filetele conice sînt utilizate la asamblarea unor elemente de armături, la asamblarea țevilor și manșoanelor în cazul unor presiuni și temperaturi ridicate etc. Condiția funcțională principală a asamblării, etanșeită, se asigură fără garnituri, doar prin deformarea soirelor filetelor în direcție radială și axială.

Filetul conic este de două feluri :

— cu bisectoarea unghiului flancurilor perpendiculară pe generatoarea conului ;

— cu bisectoarea unghiului flancurilor perpendiculară pe axa conului.

Filetul conic de primul fel se prelucrează mai ușor, dar se utilizează numai cel de-al doilea fel, datorită faptului că asigură un contact mai bun pe flancuri și se măsoară mai ușor.

În țara noastră sînt standardizate două tipuri de filete conice : metrice și în țoli (Briggs).

Elementele dimensionale principale ale filetului conic sînt :

- unghiul de înclinație  $\varphi$  al conului filetului ;
- unghiul de conicitate  $2\varphi$  ;
- diametrele : mediu ( $D_2, d_2$ ), exterior ( $D, d$ ) și interior ( $D_1, d_1$ ) ;
- pasul  $p$ , adică distanța dintre două puncte așezate pe flancuri paralele consecutive, măsurate în proiecție pe axa conului ;
- unghiul de profil  $2\alpha$  ;
- planul de măsurare, stabilit și definit la o anumită distanță de suprafața frontală a piuliței (mufei) și suprafața frontală a șurubului (țevii).

În figura 10.27 sînt prezentate profilul teoretic și dimensiunile principale ale filetului metric conic (STAS 6423-65): Distanțele la planul de măsurare sînt notate cu  $A$  și respectiv cu  $B$ .

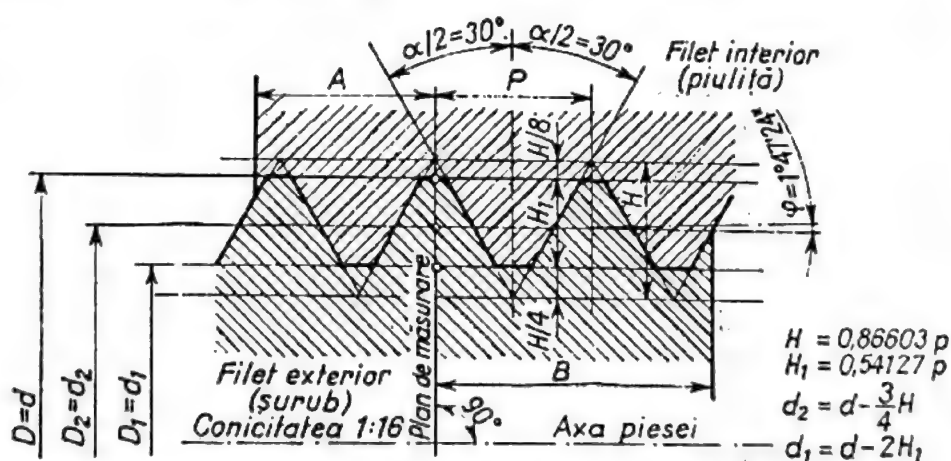


Fig. 10.27. Profilul teoretic și dimensiunile filetului metric conic.

Toleranțele filetului metric conic sînt reglementate prin STAS 7339-65. Poziția cîmpurilor de toleranță este prezentată în figura 10.28. Abaterile efective și limită ale diametrelor se măsoară și se consideră de la linia profilului teoretic în direcție perpendiculară pe axa piesei filetate. Atît la filetul interior, cît și la filetul exterior, toleranțele se distribuie de o parte și de cealaltă a profilului teoretic, ceea ce dă prin înbinare un ajustaj intermediar. De notat că  $TD_2 = Td_2 = 2b$  (abaterile limită la diametrul mediu sînt  $+b$  și  $-b$ ).



Abaterile limită ale pasului la filetul metric conic, măsurate între două șiruri consecutive luate la întâmplare, sînt de  $\pm 0,02$  mm pentru filete KM  $6 \times 1 \dots$  KM  $30 \times 1,5$  și de  $\pm 0,03$  mm pentru filete KM  $36 \times 1,5 \dots$  KM  $60 \times 2$ . Limitele conicității filetului sînt:  $1:16_{-2}^0$  la șurub și  $1:16_0^{+2}$  la piuliță. Abaterile limită ale semiunghiului filetului ( $30^\circ$ ) sînt:  $+1^\circ$  pentru filetele KM  $6 \times 1 \dots$  KM  $12 \times 1$  și  $\pm 45'$  pentru filetele KM  $12 \times 1 \dots$  KM  $60 \times 2$ .

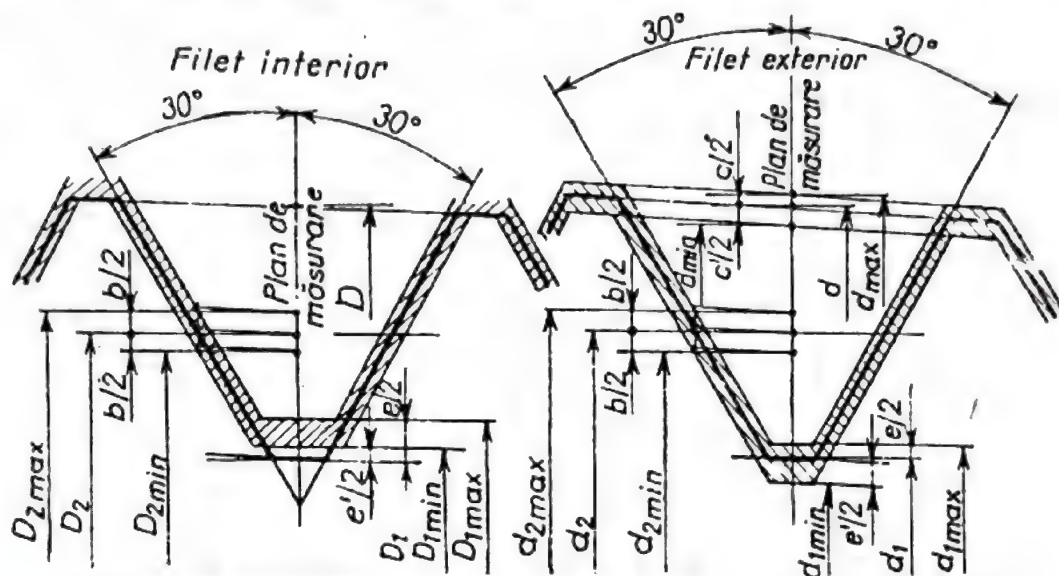


Fig. 10.28. Poziția cîmpurilor de toleranță ale filetului metric conic.

Profilul teoretic și dimensiunile principale ale filetului conic în țoli (Briggs) sînt prezentate în figura 10.29 (conf. STAS 6422-61).

Toleranțele filetului conic în țoli sînt stabilite prin STAS 7085-64. Poziția cîmpurilor de toleranță este prezentată în figura 10.30. Toleranțele au aceeași

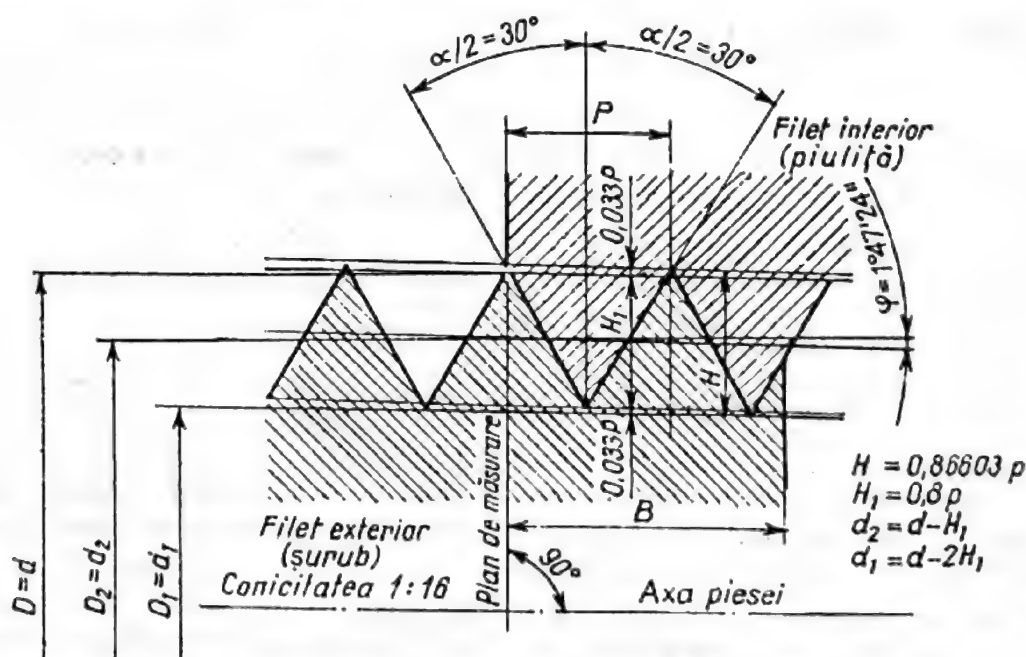


Fig. 10.29. Profilul teoretic și dimensiunile filetului conic în țoli (Briggs).

poziție și aceleași valori pentru diametrele filetului interior, cît și pentru diametrele filetului exterior. Ca și la filetul metric conic,  $TD_2 = Td_1 = 2b$ . La lungimi normale ale filetului toleranța la diametrul mediu este simetrică ( $\pm b$ ), dar la lungimi scurte toleranța este asimetrică ( $+\frac{2}{3}b$  și  $-\frac{1}{2}b$ ). Teoretic, între șurub și piuliță se formează un ajustaj intermediar.

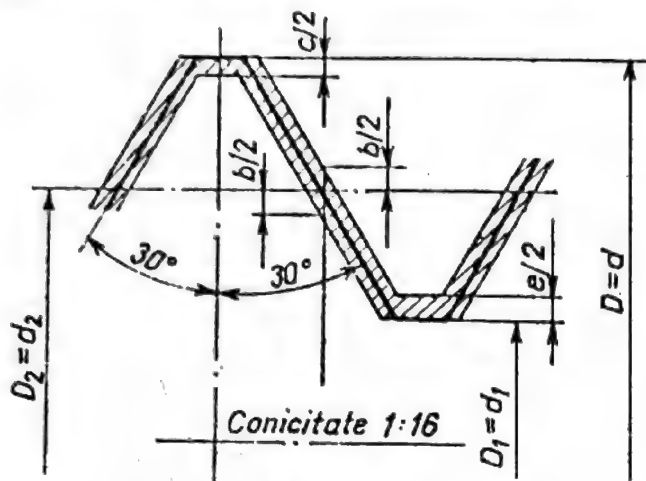


Fig. 10.30. Poziția cîmpurilor de toleranță ale filetului conic în țoli (Briggs).

Abaterile limită ale pasului, măsurate între două spire consecutive sînt de  $\pm 0,02$  mm pentru filetele cu lungimea pînă la 10 mm și de  $\pm 0,04$  mm pentru filetele cu lungimea peste 10 mm. Limitele conicității sînt: 1 : 16  $_{-2}^{+2}$  la filetul exterior și 1 : 16  $_{+2}^{+2}$  la filetul interior. Abaterile limită ale semiunghiului ( $30^\circ$ ) sînt:  $\pm 1^\circ$  pentru filetele Br 1/16" ... Br 1/8" și  $\pm 45'$  pentru filetele Br 1/4" ... Br 2".

### 10.13. MIJLOACE PENTRU MĂSURAREA ȘI CONTROLUL PIESELOR FILETATE

Măsurarea sau controlul pieselor filetate se poate face cu ajutorul calibrelor limitative, al unor mijloace specifice sau al unor mijloace universale.

Folosirea unui anumit mijloc de măsurare depinde de felul dimensiunii care se controlează, de precizia impusă la măsurare și de productivitatea pe care controlul trebuie să o asigure.

Calibrele limitative se utilizează în producția de serie și de masă. În funcție de felul pieselor pe care le verifică, se deosebesc: calibre-tampon pentru controlul piulițelor și calibre-inel sau potcoavă pentru verificarea șuruburilor. În funcție de valoarea limită verificată, calibrele sînt de două feluri: partea „trece” și partea „nu trece”; calibrele partea „trece” trebuie să se înșurubeze în piulița sau pe șurubul care se verifică, dar calibrele partea „nu trece” nu trebuie să se înșurubeze decît pe maximum 1—2 spire.

La calibrele-inel sau potcoavă, diametrul mediu nominal al părții „trece” se ia egal cu diametrul mediu maxim al șurubului, iar diametrul mediu nominal al calibrei „nu trece” se ia egal cu diametrul mediu minim al șurubului. La calibrele-tampon, diametrul mediu nominal al calibrei „trece” este egal



cu diametrul mediu minim al piuliței, iar diametrul mediu nominal al calibrului „nu trece” este egal cu diametrul mediu maxim al piuliței.

Filetul verificat este considerat corespunzător numai în cazul cînd calibrul „trece” poate fi înșurubat neforțat cu mîna pe toată lungimea filetului, iar calibrul „nu trece” nu poate fi înșurubat cu mîna chiar dacă se forțează în oarecare măsură.

Cu ajutorul calibrelor partea „trece” se face o verificare complexă a filetului, respectiv a diametrului mediu și a abaterilor de formă.

La calibrul partea „trece” profilul este complet (fig. 10.31, *a*), iar la calibrul partea „nu trece” profilul este redus (fig. 10.31, *b*).

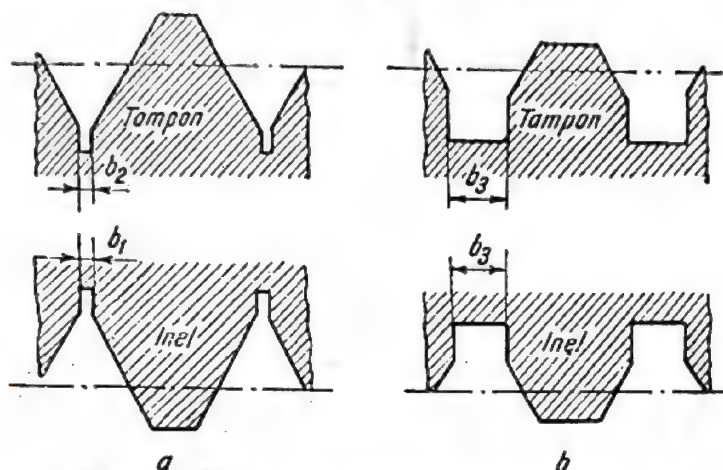


Fig. 10.31. Profilul calibrelor pentru filete.

În figura 10.32 sînt prezentate cîteva tipuri constructive de calibre pentru filete : *a* — calibre simple „trece” (*T*) și „nu trece” (*NT*) ; *b* — calibrul bilateral *T* și *NT* ; *c* și *d* — calibre-inel *T* și *NT* ; *e* — calibre-inel *T* și *NT*, cu minere, pentru filete cu diametrul peste 100 mm ; *f* — calibre-inel reglabile *T* și *NT* (reglarea are ca scop compensarea uzurii sau folosirea calibrului pentru filete cu diferite valori limită ale diametrului mediu) ; *g* — calibrul potcoavă unilateral *T* și *NT*, ale cărui role filetate 2 pentru partea „trece” pot fi reglate în corpul (sau potcoava) 1, la distanța necesară unul față de celălalt, cu ajutorul excentricului 4, șurubului 5 și piuliței 6 (rolele parțial filetate 3 constituie partea „nu trece”).

Verificarea simplă de identificare a filetelor exterioare și interioare se face cu ajutorul șabloanelor și al lerelor.

În figura 10.33 sînt prezentate cîteva tipuri de șabloane : cu creștături și diviziuni pentru verificarea poziției cuțitelor la prelucrarea filetelor și verificarea pasului (fig. 10.33, *a*), pentru verificarea filetelor triunghiular și pătrat (fig. 10.33, *b*), pentru verificarea filetului trapezoidal (fig. 10.33, *c*).

*Lera*, care constituie o garnitură de mai multe șabloane, servește la verificarea respectiv determinarea pasului filetului sau a numărului de pași pe inci (șol) prin suprapunerea lerei pe filet (fig. 10.34).

Diametrele mediu, interior și exterior ale filetelor exterioare de precizie relativ înaltă se pot măsura, în producția de serie, cu ajutorul *micrometrului special pentru filele* (fig. 10.35). Acesta — constituit din potcoava 1, nicovala 2, tijă șurubului micrometric 3, brațul 4 și tamburul 5 — este prevăzut cu adao-

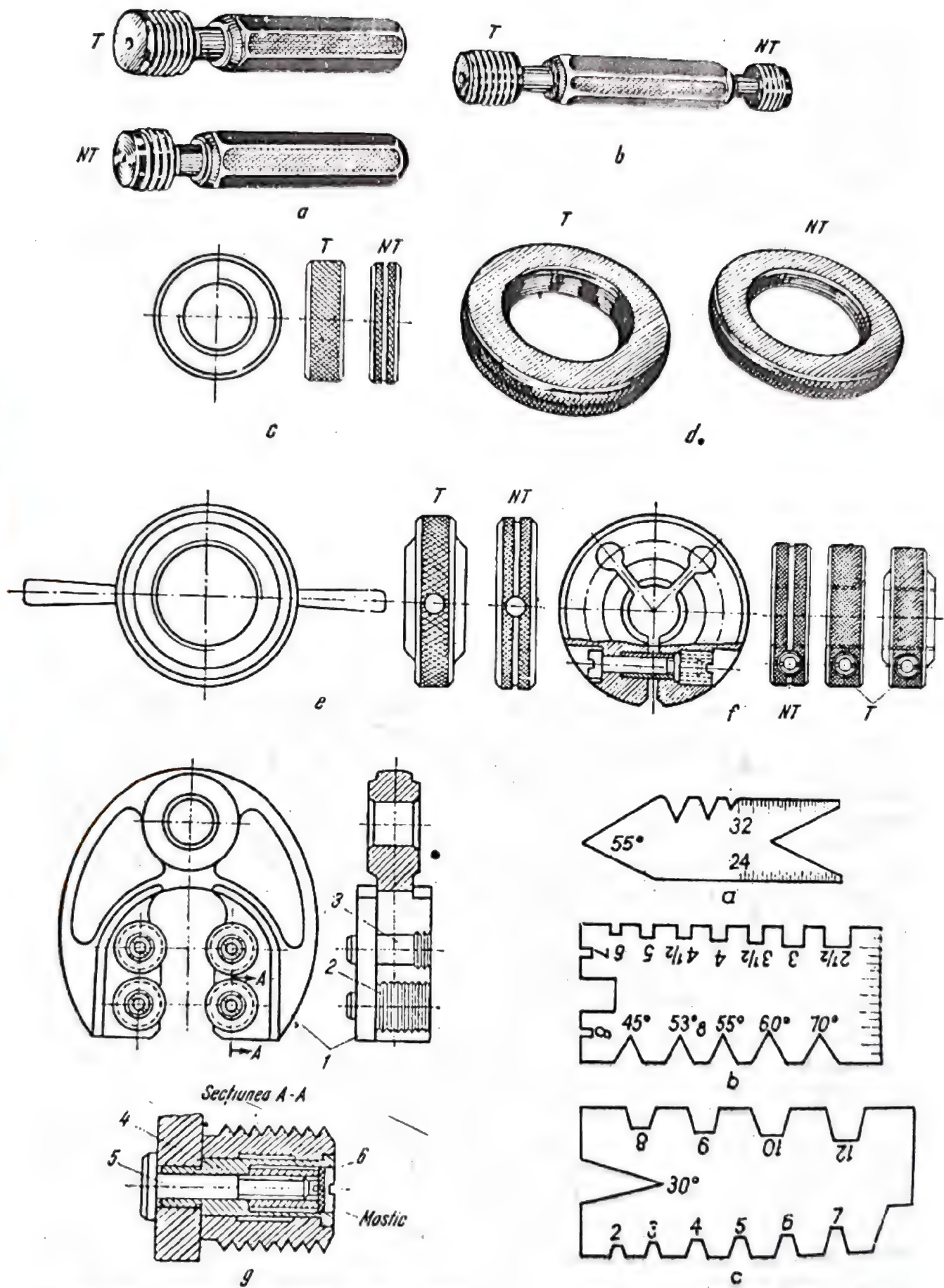


Fig. 10.22. Tipuri de calibre pentru filete.

Fig. 10.33. Șabloane pentru filete.



surile 6, 7, 8, 9 și 10, care, după caz, se introduc în alezajele din nicovală și din tija șurubului micrometric (fig. 10.35, a). Reglarea periodică a micrometrului se face cu ajutorul calei 11. În figura 10.35, b sînt prezentate schemele de măsurare: I — a diametrului mediu; II — a diametrului interior; III — a diametrului exterior.

Diametrul mediu al filetelor exterioare se poate măsura, cu precizie înaltă, și prin metoda celor trei șirme, care constă în următoarele (fig. 10.36): în golurile filetului se așază de o parte o sîrmă și de cealaltă parte două șirme calibrate cu diametrul  $d_s$  cunoscut; cu ajutorul unui aparat universal (micrometru, aparatul Abbé etc.) se măsoară așa-numita *colă peste șirme*  $L$ . Diametrul  $d_2$  se determină cu relația:

$$d_2 = L - 2AB. \quad (10.16)$$

După cum se vede din figură,

$$AB = AO + OB,$$

dar

$$AO = \frac{d_s}{2} \text{ și } OB = OD - BD;$$

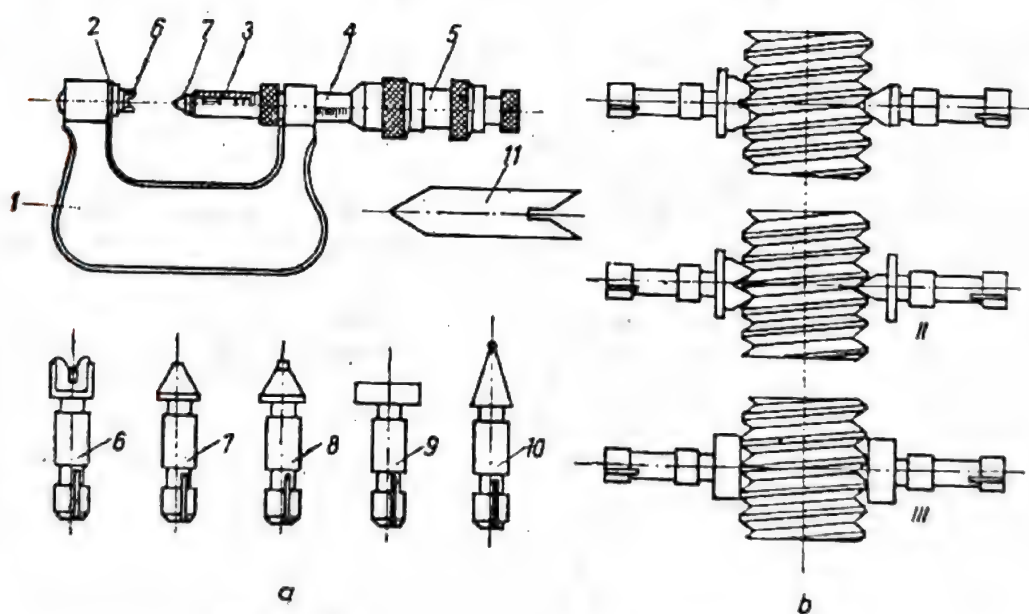


Fig. 10.35. Micrometru special pentru filete.

din triunghiul dreptunghic  $OCD$  se obține:

$$OD = \frac{OC}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{d_s}{2 \sin \frac{\alpha}{2}},$$

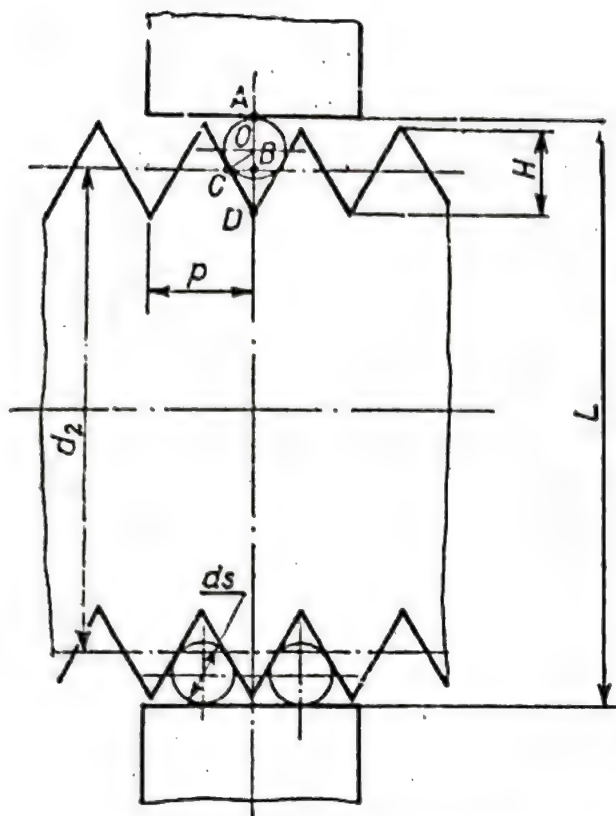


Fig. 10.36. Măsurarea cotei peste sîrme.

pe nicovala și tija micrometrului, fie prinse cu ață de două plăcuțe mici triunghiulare (fig. 10.37, b) pentru a putea fi suspendate pe un suport. De menționat că pentru măsurarea cotei  $L$  se pot folosi, în caz de necesitate, și numai două sîrme calibrate.

Controlul de precizie înaltă al filetelor de șuruburi micrometrice, calibre filetate etc. se poate efectua cu ajutorul *microscopelor de măsurare*. Astfel, determinarea pasului, a abaterii unghiului de profil și a asimetriei flancurilor filetului se poate face cu ajutorul microscopului mic sau microscopului mare de atelier, prevăzut cu cap-ocular revolver (v. cap. 5, fig. 5.70, a și 5.70, b). Măsurarea diametrului mediu și a pasului se face cu ajutorul microscopului universal (val. div. 0,001 mm), prevăzut cu cap-ocular universal și cu cușite speciale (v. cap. 5, fig. 5.69, a și 5.69, d). Capul-ocular universal permite și măsurarea unghiului flancurilor  $\alpha$  cu o precizie de  $1'$  (v. fig. 5.69, b și 5.69, c). De reținut că, pentru compensarea erorilor de poziționare a piesei și a erorilor de citire, diametrul mediu se măsoară în câteva secțiuni transversale pe flancuri cu diferite înclinații, ca valoare efectivă considerîndu-se media aritmetică a tuturor valorilor individuale; în cazul pasului, se recomandă măsurarea unei distanțe egale cu cel puțin cinci pași, ca valoare efectivă a pasului considerîndu-se rezultatul împărțirii distanței măsurate la numărul de pași pe care îl cuprinde.

Pentru controlul și sortarea filetelor exterioare poate fi utilizat *aparatură cu comparator*, prezentat în figura 10.38. Acesta este constituit din corpul 1, reazemul reglabil de ghidare 2, pieptenele fix 3, pieptenele mobil 4, bușca-piuliță 5 pentru fixarea comparatorului 6, butonul 7 pentru ridicarea pieptenului 4 și arcu 8. Aparatură se reglează la zero cu ajutorul unei piese etalon.

iar

$$BD = \frac{H}{2} = \frac{p}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

în care  $H$  este înălțimea teoretică a profilului ascuțit al filetului.

Dacă ia filetul metric triunghiular  $\frac{\alpha}{2} = 30^\circ$ ,  $\sin 30^\circ = \frac{1}{2}$  și  $\operatorname{tg} 30^\circ = \frac{\sqrt{3}}{3}$ , făcînd înlocuirile corespunzătoare rezultă:

$$d_2 = L + H - d_s \left( 1 + \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right) = L + \frac{p}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} - 3d_s = L + 0,86p - 3d_s. \quad (10.17)$$

Sîrmele calibrate se livrează în seturi de cîte trei bucăți fie prinse pe două plăcuțe cu alezaj (fig. 10.37, a) pentru a putea fi montate



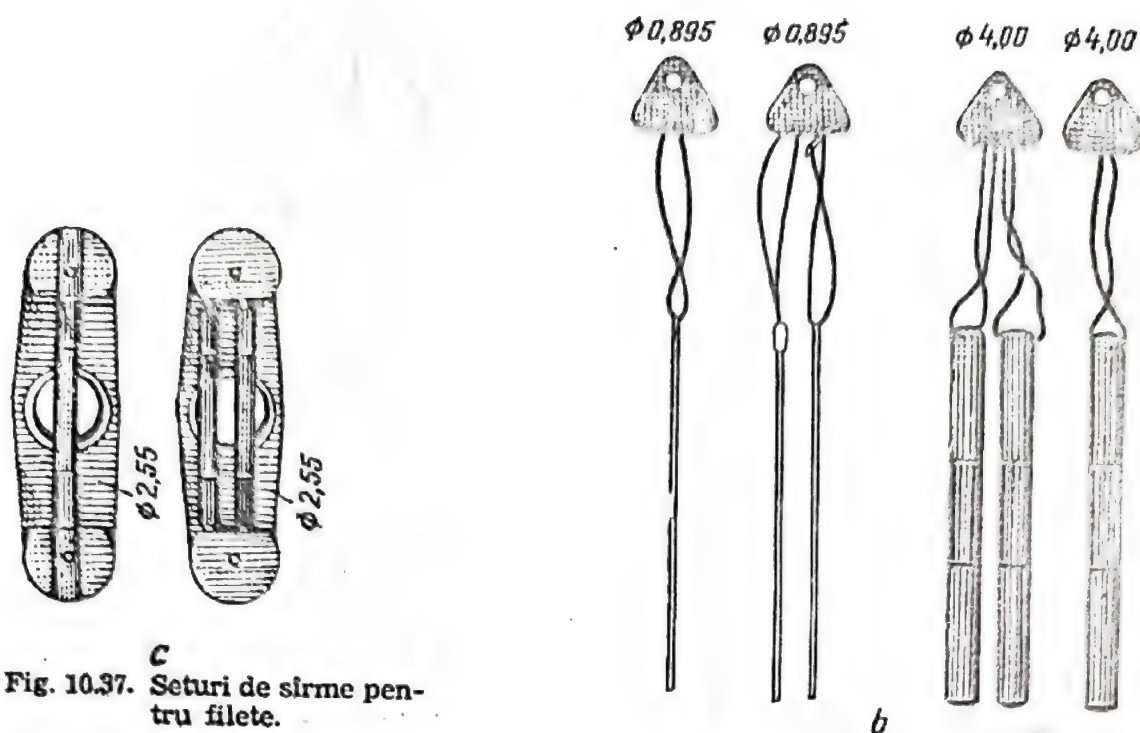


Fig. 10.37. Seturi de sîrme pentru filete.

În figura 10.39 este prezentat *aparatur-comparator pentru controlul diametrului mediu al filetelor interioare*. În corpul 1 este fixat, cu ajutorul piuliței 8, tamponul filetat 4. După înșurubarea tamponului 4 în piesa de controlat, măsurarea abaterii diametrului mediu se face cu adaosurile-plunjere 7, acționate radial prin tija conică 6. Poziția axială a tijei 6 determină o anumită indicație pe scara gradată a comparatorului 3, fixat în corpul 1 cu ajutorul piuliței 2. Tija conică 6 este susținută în poziția inactivă de butonul 5 cu pîrghie.

În figura 10.40 este prezentată schema de măsurare a pasului șuruburilor conducătoare lungi, cu ajutorul unui *dispozitiv portabil cu comparator*. Acesta este constituit din bara 1, pe care se pot deplasa și fixa în poziția necesară prismele de reazem 2 și suportul palpatorului sferic 3. După reglarea la zero cu ajutorul calibrelor sau al calelor plan-paralele și după așezarea dispozitivului pe piesa filetată astfel ca palpatorul 3 să intre în golul dintre două spire, abaterile pasului pe o anumită lungime a filetului sînt transmise, prin intermediul palpatorului 4, la comparatorul 5.

În figura 10.41 este prezentat un alt tip de dispozitiv cu comparator pentru controlul diametrului mediu al filetelor interioare. Pe placa de bază 1 sînt (montate) tamponul filetat semicilindric 3 și șurubul de contact 8, iar pe sania 2 sînt fixate tamponul semicilindric mobil 4 și suportul 6 cu comparatorul 7. Stabilirea poziției tamponului fix 3 și limitarea cursei tamponului mobil 4 se realizează cu ajutorul opritoarelor 5. Pentru măsurare, sania 2 cu tamponul 4 și comparatorul 7 este deplasată spre stînga cu ajutorul mecanismului 9 cu excentric, pînă cînd piesa filetată de controlat se înșurubează pe tamponurile semicilindrice 3 și 4. Abaterile la diametrul mediu se transmit, prin șurubul de contact 8, la comparatorul 7. Reglarea la zero se face cu ajutorul unei piese etalon.

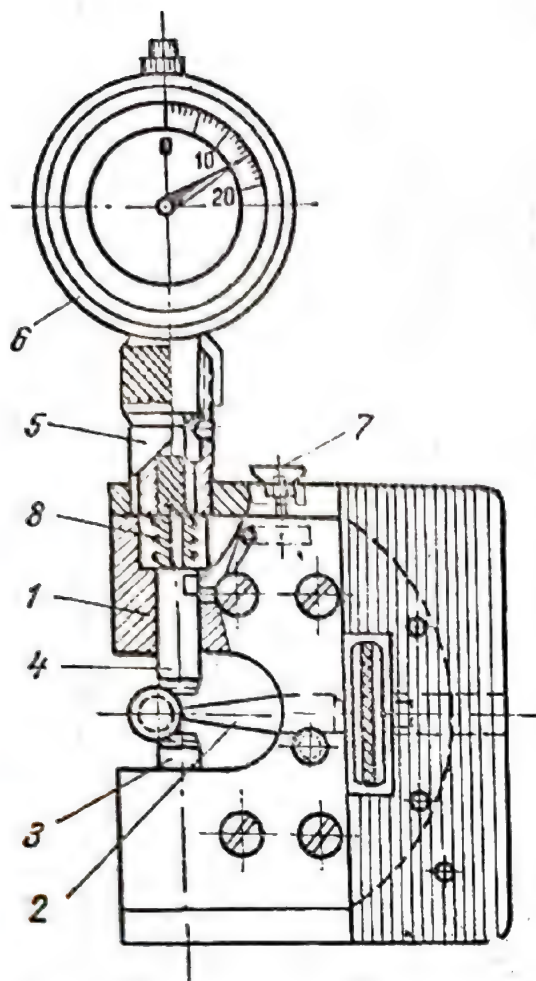


Fig. 10.38. Aparat cu comparator pentru controlul și sortarea filetelor exterioare.

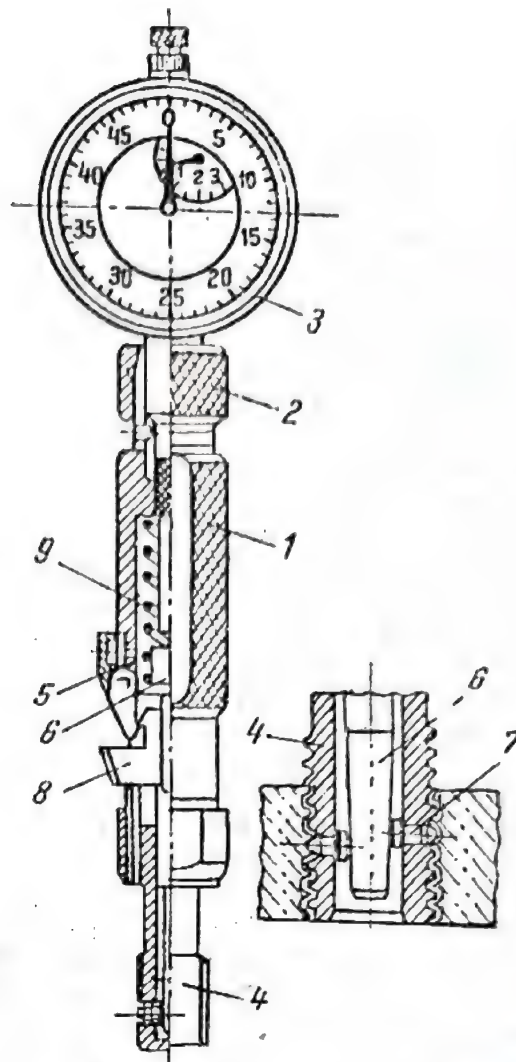


Fig. 10.39. Aparat-comparator pentru măsurarea diametrului mediu la filetele exterioare.

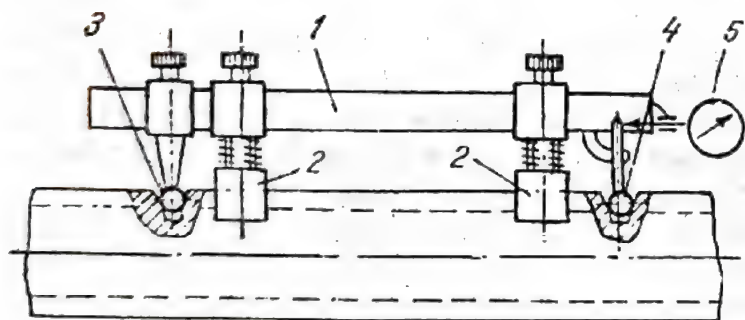


Fig. 10.40. Dispozitiv portabil cu comparator pentru măsurarea pasului.

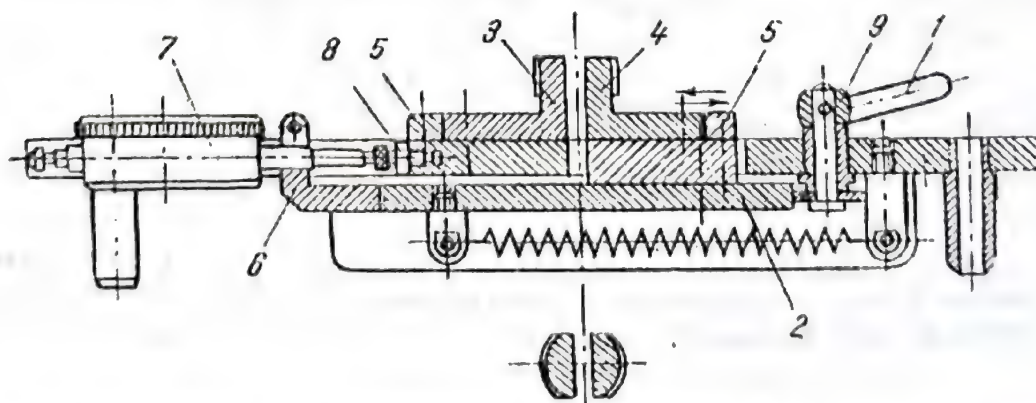


Fig. 10.41. Dispozitiv cu comparator pentru măsurarea diametrului la filetele interioare.



## TOLERANȚELE, AJUSTAJELE ȘI CONTROLUL ROȚILOR ȘI ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE

### 11.1. CLASIFICAREA ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE,

Angrenajele cu roți dințate ocupă unul din cele mai importante locuri în construcția de mașini, unde sînt utilizate la transmiterea mișcărilor și forțelor și la transformarea unor mișcări. De precizia execuției lor depinde, în foarte mare măsură, precizia de lucru a aparatelor și utilajelor din care fac parte.

Un angrenaj cu roți dințate este un ansamblu alcătuit din două roți dințate sau dintr-o roată dințată și o cremalieră, precum și dintr-o serie de alte piese (arbori, lagăre, carcasă etc.), cu ajutorul cărora roțile dințate capătă poziția necesară transmiterii mișcării și forței.

● Din punct de vedere constructiv, se deosebesc :

- angrenaje cu roți dințate cilindrice ;
- angrenaje cu roți dințate conice ;
- angrenaje cu cremalieră (cremaliera este considerată o roată cu raza  $\infty$ ).

La *angrenajele cu roți dințate cilindrice*, axele roților pereche pot fi paralele (roțile avînd dinți drepți, dinți înclinați, dinți în V ori dinți curbi) sau neparalele (angrenaje elicoidale și angrenaje melcate).

La *angrenajele cu roți conice*, roțile pot avea axe concurente (roți conice obișnuite cu dinți drepți, înclinați ori curbi) sau neconcurente (roți hipoidale cu dinți înclinați ori curbi).

La *angrenajele cu cremalieră*, roata și cremaliera pot avea dinți drepți sau înclinați.

● Din punct de vedere funcțional, angrenajele se clasifică în : angrenaje de viteză, angrenaje de forță și angrenaje de divizare.

*Angrenajele de viteză* lucrează la viteze periferice mari și foarte mari (pînă la 100 m/s și chiar mai mult). Aceste angrenaje, care, în general, se execută cu module mici și o lungime mare a dinților (lățime mare a roților), trebuie să aibă o funcționare lină (ceea ce se obține printr-o variație minimă a raportului de transmitere) și un contact foarte bun al dinților conjugați pe flancurile active.

*Angrenajele de forță*, care se execută cu module și lungimi mari ale dinților, au rolul de a transmite puteri (forțe) mari la viteze periferice relativ mici.

Acest lucru impune asigurarea unui contact cât mai mare pe lungimea și pe înălțimea dinților și o rezistență mare la sarcini dinamice.

*Angrenajele de divizare* se folosesc în mecanismele de divizare ale unor aparate, dispozitive și instalații de măsurare sau de prelucrare, în care unghiurile de rotație trebuie să rezulte cu precizie înaltă sau foarte înaltă. Roțile acestor angrenaje au, în general, module mici și dinți cu lungime mică.

## 11.2. TOLERANȚELE ROȚILOR ȘI ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE

Terminologia și simbolurile referitoare la erorile și abaterile elementelor roților dințate cilindrice și angrenajelor cilindrice, precum și valorile limită ale acestor erori și abateri sînt date în STAS 6273-60. Standardul respectiv se aplică la angrenajele cilindrice paralele cu roți dințate metalice, avînd profilul dinților în evolventă, cremaliera de referință conform STAS 821-75, dinții prelucrați mecanic, dantura exterioară sau interioară, dinți drepți, înclinați sau în V, diametrul de divizare pînă la 500 mm și modulul peste 1 pînă la 50 mm.

Elementele dimensionale principale care definesc roata dințată și angrenajul cilindric sînt prezentate în tabelul 11.1 și parțial, în figura 11.1.

În tabelul 11.2 sînt dați termenii, simbolurile și noțiunile pentru erorile, abaterile și toleranțele elementelor roților dințate cilindrice și angrenajelor cu roți dințate cilindrice. Erorile și abaterile indicate și analizate în tabelul 11.2 se mai numesc *indici de precizie*.

În ceea ce privește valorile abaterilor limită și toleranțelor pentru acești indici de precizie, s-au stabilit 12 clase de precizie, notate, în ordinea descrescîndă a preciziei, astfel : 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 și 12. De menționat că

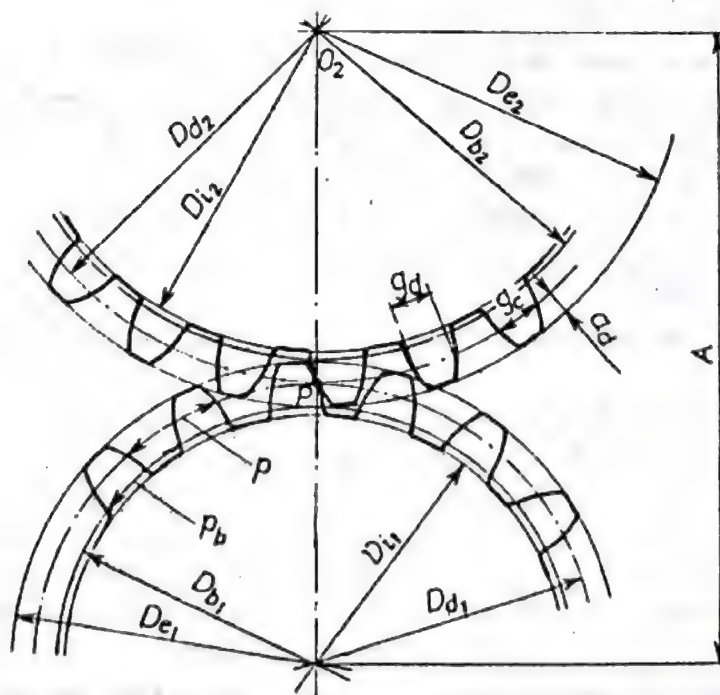


Fig. 11.1. Angrenaj cu roți dințate cilindrice.



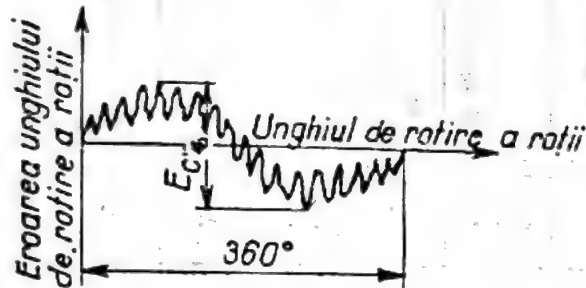
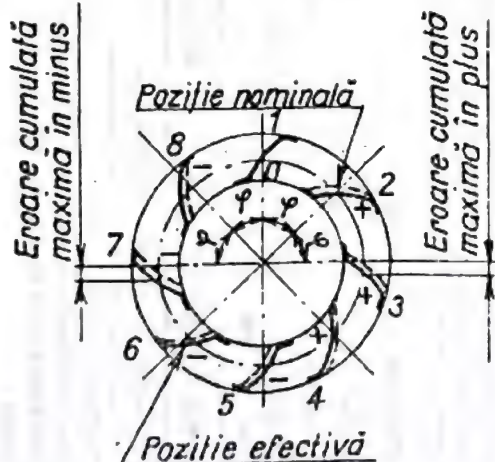
Tabelul 11.1

Elementele dimensionale principale ale roților dințate cilindrice și angrenajelor cilindrice cu dantură exterioară dreaptă corijată

Elementul dimensional	Simbol	Relație
Modulul	$m$	$m = \frac{p}{\pi}$
Diametrul de divizare	$D_d$	$D_d = m \cdot z$
Numărul de dinți	$z$	
Diametrul cercului format de virfurile dinților	$D_e$	$D_e = D_d + 2m + 2\xi m - 2\psi m = m(z + 2 + 2\xi - 2\psi)$
Diametrul de bază	$D_b$	$D_b = D_d \cos \alpha_0 = mz \cos \alpha_0$
Diametrul cercului format de fundurile dinților	$D_f$	
Înălțimea capului dintelui	$a_d$	$a_d = 0,5 (D_e - D_d)$
Coefficientul înălțimii capului dintelui	$f_0$	$f_0 = \frac{a_d}{m}$
Involută de alfa	$\text{inv } \alpha_0$	$\text{inv } \alpha_0 = \text{tg } \alpha_0 - \alpha_0 \text{ [rad]}$
Distanța dintre axe	$A$	$A = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} + \lambda m$
Pasul de rostogolire	$p$	$p = \pi \cdot m$
Pasul de bază (pe cercul de bază)	$p_b$	$p_b = p \cos \alpha_0 = \pi m \cos \alpha_0$
Deplasarea specifică însumată	$\xi_i$	$\xi_i = \xi_1 + \xi_2$
Deplasarea profilului	$x$	$x = \xi \cdot m$
Scurtarea specifică a înălțimii dintelui	$\psi$	$\psi = \xi_i - \lambda$
Modificarea specifică a distanței dintre axe	$\lambda$	$\lambda = \frac{\Delta A}{m}; \lambda = \xi_i - \psi$
Grosimea nominală a dintelui pe cercul de divizare	$g_d$	$g_d = m \left( \frac{\pi}{2} + 2\xi \text{tg } \alpha_0 \right)$
Lungimea (cota) peste $n$ dinți	$L_n$	$L_n = m \cos \alpha_0 \left[ \pi(n-1) + \frac{\pi}{2} + z \text{inv } \alpha_0 + 2\xi \text{tg } \alpha_0 \right]$
Numărul de dinți peste care se măsoară $L_n$	$n$	$n = \frac{\alpha_0}{\pi} z + 0,5 - \frac{2\xi}{\pi} \text{tg } \alpha_0$
Coarda constantă	$g_c$	$g_c = (0,5\pi \cos^2 \alpha_0 + \xi \sin \alpha_0) m$
Înălțimea la coarda constantă	$k_c$	$k_c = (a_d - \frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_0 + \xi \sin^2 \alpha_0) m$

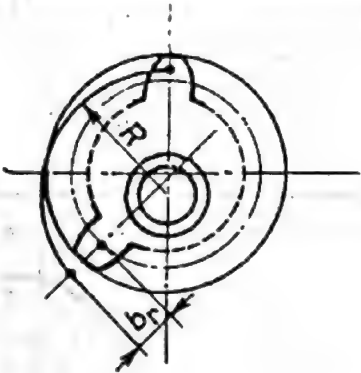
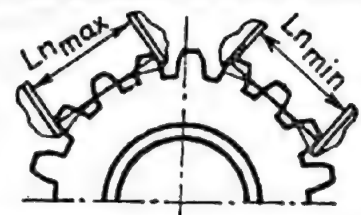
Termeni, simboluri, noțiuni și definiții pentru erorile, abaterile și toleranțele elementelor roților dințate cilindrice și angrenajelor cilindrice

Tabelul 11.2

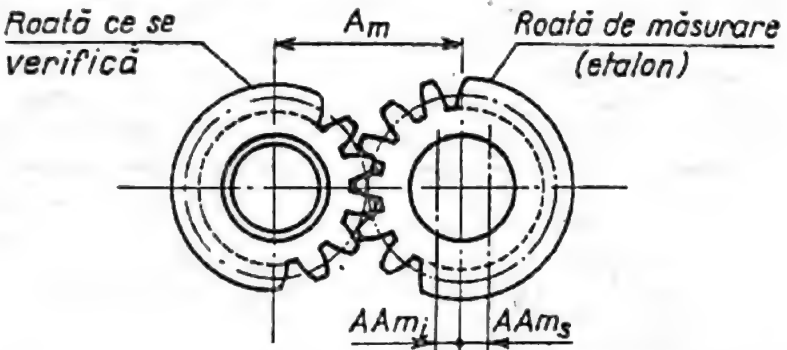
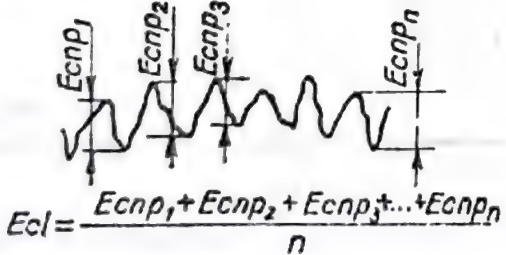
Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
1	<p>Eroarea cinematică</p> 	$E_{cn}$	<p>Eroarea maximă a unghiului de rotire a roții dințate în limitele unei rotații complete a acesteia prin angrenarea cu o roată etalon. Pe cercul care trece prin mijlocul înălțimii dinților se măsoară unghiurile de rotire la fiecare dinte. Diferențele unghiurilor de rotire se transpun într-o diagramă (v. schema). Valoarea maximă a erorii cinematice este dată de diferența algebrică dintre ordonata maximă și ordonata minimă.</p> <p>Eroarea cinematică unghiulară poate fi transformată în eroare cinematică liniară cu ajutorul relației:</p> $E_{cn} = R \frac{\varphi}{206,3} [\mu m],$ <p>în care: <math>R</math> este raza cercului pe care s-a făcut măsurarea, în mm;  <math>\varphi</math> — eroarea cinematică unghiulară, în s</p>
	Toleranța erorii cinematice	$T_{cn}$	
2	<p>Eroarea cumulată de pas</p> 	$E_{cp}$	<p>Eroarea de pas, determinată de diferența dintre doi pași succesivi, se datorește excentricității cinematice a danturii și are influență asupra angrenării liniștite a roților.</p> <p>În mod obișnuit, se măsoară abaterile relative de pas pe toată circumferința, pornindu-se de la un anumit pas (și nu de la pasul nominal) și se determină abaterile absolute (pozitive, zero sau negative), făcându-se diferența dintre abaterile relative inițiale și abaterea medie. Eroarea cumulată de pas va fi suma valorilor absolute ale celei mai mari abateri absolute în plus și celei mai mari abateri absolute în minus.</p>
	Toleranța erorii cumulate de pas	$T_{cp}$	



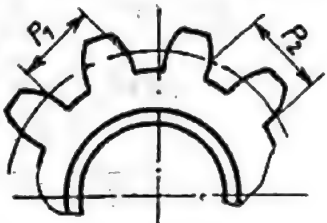
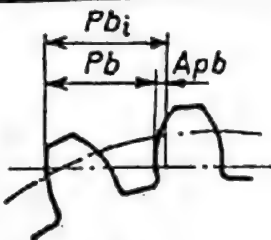
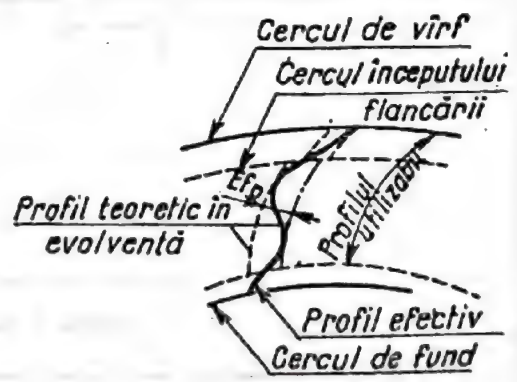
Tabelul 11.2 (continuare)

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
3	<p>Bătăia radială</p>  <p>Toleranța bătăii radiale</p>	<p><i>br</i></p> <p><i>Tbr</i></p>	<p>Diferența maximă dintre distanțele coardelor constante ale dinților (sau ale golurilor dintre dinți) la axa de rotație a roții. Se datorește excentricității danturii și ca valoare maximă este egală cu de două ori excentricitatea.</p> <p>Mărește uzura dinților și micșorează rezistența la oboseală a acestora.</p>
4	<p>Variația lungimii (cotei) peste dinți</p> $VLn = Ln_{max} - Ln_{min}$  <p>Toleranța variației lungimii (cotei) peste dinți</p>	<p><i>VLn</i></p> <p><i>TVLn</i></p>	<p>Diferența dintre valoarea maximă și valoarea minimă a lungimii (cotei) peste dinți la aceeași roată.</p> <p>Lungimea (cota) peste dinți este egală cu lungimea arcului pe cercul de bază limitat de aceleași suprafețe ale dinților.</p>
5	<p>Eroarea de rostogolire</p> <p>Toleranța erorii de rostogolire</p>	<p><i>Erg</i></p> <p><i>Trg</i></p>	<p>Partea componentă a erorii cinematice care rezultă din aceasta scăzând:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— bătăia radială și abaterea pasului de bază, la roțile cu dinți drepti;</li> <li>— bătăia radială, la roțile cu dinți înclinați</li> </ul>

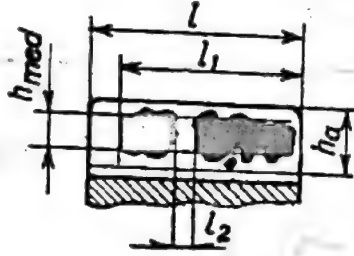
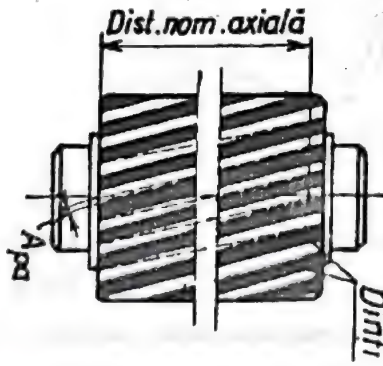
Tabelul 11.2 (continuare)

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
6	<p>Distanța nominală de măsurat dintre axe  Abaterile limită ale distanței de măsurat dintre axe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul> <p>Variația distanței de măsurat dintre axe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— la o rotație completă a roții</li> <li>— la rotirea roții cu un dinte</li> </ul> <p>Toleranța variației distanței de măsurat dintre axe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— la o rotație completă a roții</li> <li>— la rotirea roții cu un dinte</li> </ul> 	<p><math>A_m</math></p> <p><math>AAm_i</math> <math>AAm_s</math></p> <p><math>VAm</math> <math>VAm_i</math></p> <p><math>TVAm</math> <math>TVAm_i</math></p>	<p>Distanța dintre axele de rotație ale celor două roți dințate la angrenarea fără joc a roții de măsurare (etalon) cu roata ce se verifică, care are o deplasare suplimentară minimă <math>x_{min}</math> a profilului de referință.</p> <p>Diferența dintre valorile maximă și minimă a distanței de măsurat dintre axele roții de măsura (etalon) și roții care se verifică, la angrenarea fără joc și la o rotație completă respectiv la rotirea cu un dinte a roții care se verifică.</p>
7	<p>Eroarea ciclică</p>  <p><math>Ecl = \frac{Ecp_1 + Ecp_2 + Ecp_3 + \dots + Ecp_n}{n}</math></p> <p>Toleranța erorilor ciclice</p>	<p><math>Ecl</math></p> <p><math>TEcl</math></p>	<p>Componentă a erorii cinematice a roții dințate, care se repetă de mai multe ori în limitele unei rotații.</p> <p>Se determină ca valoarea medie a amplitudinilor oscilațiilor <math>Ecp</math> a erorii cinematice la o rotație completă.</p>




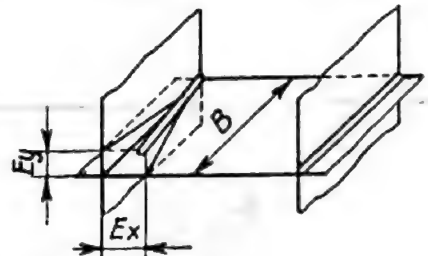
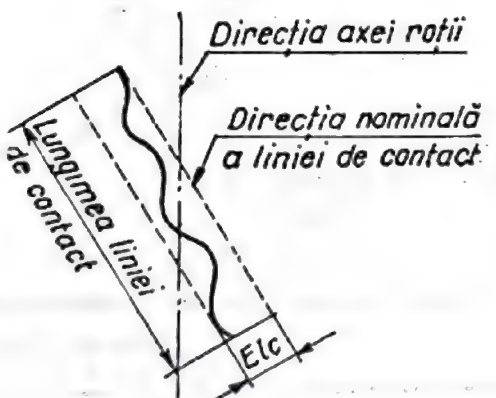
Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
8	Variația pasului 	$V_p$	Diferența dintre doi pași oarecari, măsurați între două flancuri omoloage succesive, pe cercul care trece prin mijlocul înălțimii dintelui, cerc concentric cu axa de rotație a roții dinate, în secțiunea frontală perpendiculară pe axă.
	Toleranța variației pasului	$TV_p$	
9	Abaterea pasului de bază 	$A_{pb}$	Diferența dintre distanțele efectivă și nominală dintre două drepte paralele, tangente la două flancuri omoloage succesive. Pasul de bază efectiv se măsoară pe normala comună a flancurilor omoloage succesive.
	Abateri limită ale pasului de bază — superioară — inferioară	$A_{pb+}$ $A_{pb-}$	
10	Eroarea formei profilului 	$E_{fp}$	Distanța măsurată pe normala dintre două profile teoretice în evolventă a dintelui roții, care conturează profilul efectiv în limitele profilului utilizabil. Profilul efectiv al flancului dintelui trebuie să se găsească în intervalul determinat de două profile teoretice limită în evolventă, avînd același cerc de bază.
	Toleranța erorii profilului	$T_{fp}$	

Tabelul 11.2 (continuare)

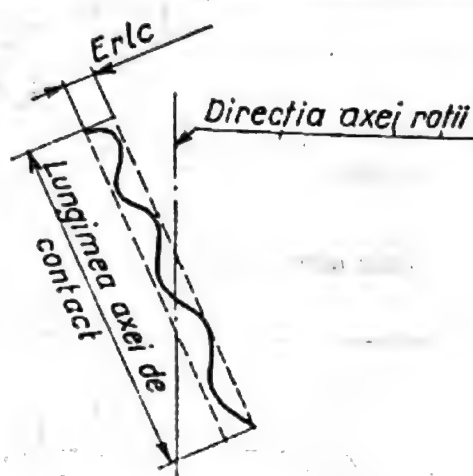
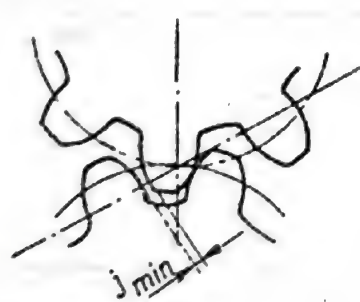
Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
11	<p>Pata (suprafața) de contact</p> 	$P_c$	<p>Suprafața efectivă de contact a flancului dintelui pe care se află urmele de contact cu flancurile dinților roții pereche, la angrenarea în condițiile de funcționare și la rotirea cu frinare ușoară.</p> <p>Dimensiunile petei de contact se stabilesc, în procente :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— pe înălțimea dintelui, prin raportul dintre înălțimea mijlocie a petei <math>h_{med}</math> pe toată lungimea dintelui și înălțimea flancului utilizabil al dintelui :</li> </ul> $\frac{h_{med}}{h_a} \cdot 100 \% ;$ <ul style="list-style-type: none"> <li>— pe lungimea dintelui, prin raportul distanței punctelor extreme ale petei <math>l_1</math> (scăzând întreruperile <math>l_2</math> care depășesc valoarea unui modul) și lungimea <math>l</math> :</li> </ul> $\frac{l_1 - l_2}{l} \cdot 100 \%$
12	<p>Abaterea pașilor axiali</p>  <p>Abateri limită ale pașilor axiali :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul>	$A_{p_a}$          $A_{p_{a1}}$ $A_{p_{a2}}$	<p>Diferența dintre distanța efectivă și nominală dintre două suprafețe omoloage ale dinților pe aceeași generatoare a cilindrului care trece pe la jumătatea înălțimii dinților.</p> <p>Abaterea, pentru care se prescriu valori limită, se măsoară pe normala la elicea efectivă a flancului.</p> <p>Se referă la roțile late cu dinți înclinați sau în V.</p>



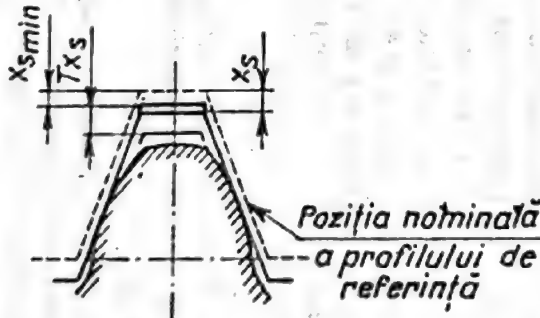
Tabelul 11.2 (continuare)

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
13	<p>Eroarea direcției dintelui</p>  <p>Toleranța erorii direcției dintelui</p>	<p><math>E_d</math></p> <p><math>T_d</math></p>	<p>Arcul de cerc dintre două drepte (sau elice) ale direcției efective și nominale ale dintelui, care se găsesc pe cilindrul ce trece pe la jumătatea înălțimii dintelui și care delimitează direcția efectivă a dintelui pe întreaga lungime.</p> <p>Se referă la roțile cu dinți drepecți și la roțile înguste cu dinți înclinați sau în V.</p>
14	<p>Erorile de la paralelismul axelor</p>  <p>Toleranța erorilor de la paralelismul axelor</p>	<p><math>E_x</math> <math>E_y</math></p> <p><math>T_x</math> <math>T_y</math></p>	<p>Neparalelismul proiecțiilor axelor de rotație ale roților pe planul lor teoretic comun.</p> <p>Neparalelismul proiecțiilor axelor de rotație ale roților pe un plan perpendicular pe planul teoretic.</p> <p>Se măsoară în unități liniare pe lățimea danturii la roți cu dinți drepecți sau înclinați și la jumătatea danturii la roți cu dinți în V.</p> <p>Se referă la angrenaje la care poziția axelor nu este reglabilă.</p>
15	<p>Eroarea direcției liniei de contact</p>  <p>Toleranța erorii direcției liniei de contact</p>	<p><math>E_{lc}</math></p> <p><math>T_{lc}</math></p>	<p>Distanța măsurată pe normala dintre două drepte paralele cu linia de contact nominală, situate într-un plan tangent la cilindrul de bază și care delimitează linia de contact efectivă.</p> <p>Se referă la roți late cu dinți înclinați.</p>

Tabelul 11.2 (continuare)

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
16	<p>Eroarea rectilinității liniei de contact</p>  <p>Toleranța erorii rectilinității liniei de contact</p>	<p><math>E_{rlc}</math></p> <p><math>T_{rlc}</math></p>	<p>Distanța dintre două drepte paralele, situate într-un plan tangent la cilindrul de bază, care delimitează linia de contact efectivă. Se referă la roți late cu dinți înclinați.</p>
17	<p>Jocul dintre flancuri</p>  <p>Jocul minim dintre flancuri</p>	<p><math>J</math></p> <p><math>J_{min}</math></p>	<p>Jocul dintre flancurile neactive ale dinților roților conjugate, care asigură o rotire liberă a uneia dintre roțile dințate când cealaltă este fixă. Se stabilește și se măsoară în secțiune perpendiculară pe direcția dinților într-un plan tangent la cilindrul de bază.</p>



Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
18	<p>Abaterăa distanței dintre axe</p> <p>Abaterile limită ale distanței dintre axe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul>	<p>AA</p> <p>AA<sub>s</sub> AA<sub>i</sub></p>	<p>Diferența dintre distanțele dintre axe efectivă și nominală, în planul median al angrenajului.</p>
19	<p>Poziția nominală a profilului de referință</p> <p>Deplasarea suplimentară a profilului (pentru asigurarea jocului)</p>  <p>Deplasarea suplimentară minimă a profilului</p> <p>Toleranța deplasării suplimentare a profilului</p>	<p><math>x_s</math></p> <p><math>x_{smin}</math> <math>T_{x_s}</math></p>	<p>Poziția convențională a profilului de referință față de axa roții, angrenarea făcându-se fără joc cu roata conjugată avînd poziția nominală a profilului de referință și la distanța nominală dintre axe.</p> <p>Deplasarea negativă a profilului de referință din poziția nominală. Prin aceasta se micșorează grosimea dintelui și se realizează jocul dintre flancuri.</p> <p>Deplasarea minimă prescrisă pentru a asigura în angrenaj jocul dintre flancuri minim necesar</p>

nu au fost standardizate abaterile limită și toleranțele pentru clasele de precizie 1, 2 și 12. Clasele de precizie de la 3 (inclusiv) la 9 au și următoarele denumiri : 3 — extrem de precisă, 4 — foarte precisă, 6 — foarte exactă, 7 — exactă, 8 — de precizie medie, 9 — de precizie redusă.

Pentru fiecare clasă de precizie, calitatea execuției roților dințate și comportarea lor în funcționare sunt determinate de următoarele criterii de precizie :

- criteriul de precizie cinematică a roții dințate ;
- criteriul de funcționare lină a roților în angrenaj ;
- criteriul de contact dintre dinți.

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat de anumiți indici de precizie.

**Criteriul de precizie cinematică** stabilește, pentru roata care se verifică, eroarea maximă totală a unghiului de rotire în limita unei rotații complete a roții, precum și elementele danturii ale căror erori determină această eroare totală. Acest criteriu cuprinde primii șase indici de precizie din tabelul 11.2.

**Criteriul de funcționare lină** a roților dințate în angrenaj stabilește valorile componentelor erorii totale a unghiului de rotire, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații, precum și elementele danturii ale căror erori determină aceste componente ciclice.

**Criteriul de contact al dinților** stabilește precizia de execuție a flancurilor dinților prin raportul minim, în procente, dintre dimensiunile petei de contact și dimensiunile suprafeței utilizate a flancurilor, precum și elementele danturii și angrenajului ale căror erori determină forma și mărimea petei de contact.

De regulă, pentru determinarea preciziei și verificarea roților și angrenajelor cilindrice nu se iau în considerație toți indicii de precizie, ci numai o parte.

Astfel, pentru criteriul de precizie cinematică (tab. 1 și 2 din STAS 6273-60) se alege unul dintre indicii de precizie de bază  $E_{cn}$  sau  $E_{cp}$ , sau unul dintre complexe de indici de precizie :  $br$  și  $VL_n$  ;  $br$  și  $Erg$  ;  $VAm$  și  $VL_n$  ;  $VAm$  și  $Erg$  ;  $br$  (numai pentru clasele de precizie 7, 8 și 9 la diametre de divizare peste 2 000 mm și pentru clasele de precizie 10 și 11 la orice diametru de divizare).

Pentru criteriul de funcționare lină în angrenaj se alege unul din indicii de precizie de bază ( tab. 3 și 4 din STAS 6273-60) :  $E_{cl}$  sau  $V_p$  pentru roți dințate late cu dinți înclinați ori în  $V$  și  $E_{cl}$  pentru roți cu dinți dreپți ori roți înguste cu dinți înclinați ; indiferent de felul roții, se poate alege unul din complexe de indici de precizie :  $Ap_b$  și  $E_{fp}$  ;  $VAm_1$  ;  $Ap_b$  și  $V_p$  ;  $V_p$  (numai pentru clasele de precizie 10 și 11).

Pentru criteriul de contact al dinților (tab. 5 din STAS 6273-60) se alege indicele de precizie de bază  $P_c$  (pata de contact) sau unul din complexe de indici de precizie :

- pentru roți late cu dinți înclinați sau în  $V$  :  $Ap_a$  și  $E_{cl}$  ;  $Ap_a$ ,  $E_{rlc}$  și  $Ap_b$  ;
- pentru roți cu dinți dreپți și roți înguste cu dinți înclinați :  $Ed$  ;
- pentru roți cu poziție nereglabilă a axelor :  $Ex$  și  $Ey$

Se admite ca, în funcție de condițiile de lucru, toleranțele indicilor de precizie, în afară de  $T_{br}$ ,  $TVAm$ ,  $TVL_n$ ,  $TVAm_1$ ,  $T_x$ , și  $T_y$  să se aleagă din clase de precizie diferite pentru flancul drept și pentru flancul stîng al dinților.

Independent de clasa de precizie a roților și angrenajelor cu roți cilindrice, se stabilește felul jocului dintre flancurile neactive, precum și elementele danturii și angrenajului care determină acest joc. Jocul de bază dintre flancuri se consideră jocul normal minim, care asigură compensarea micșorării jocului dintre flancuri, datorită încălzirii angrenajului la o diferență de temperatură de



25 °C dintre carcasa reductorului și angrenaj, coeficienții de dilatare ai acestora fiind egali. Acest joc este notat cu simbolul JC (ajustaj liber). Se admite, în funcție de condițiile de exploatare, alegerea altui joc dintre flancuri în locul jocului de bază JC. În acest caz, se recomandă folosirea unuia dintre următoarele jocuri :

- joc minim nul (ajustaj alunecător) JE ;
- joc minim micșorat (ajustaj semiliber) JD ;
- joc minim mărit (ajustaj larg) JA ;

Schema poziției jocului minim dintre flancuri și a cîmpului de toleranță respectiv, pentru toate cele patru cazuri, este prezentată în figura 11.2.

Indicii de precizie care asigură jocul minim dintre flancuri sînt (tab. 6 ... 8 din STAS 6273-60) :  $\alpha$ , sau AAm — pentru roți dințate ; AA — pentru angrenaj.

Precizia de execuție a roților dințate cilindrice și a angrenajelor cilindrice este determinată de clasa de precizie și de felul jocului dintre flancuri. Un angrenaj cilindric, de exemplu, de clasa de precizie 7 și cu jocul minim dintre flancuri JC se notează astfel :

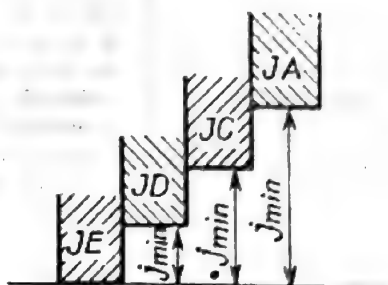


Fig. 11.2. Jocul minim dintre flancurile neactive ale dinților roților dințate.

7-JC STAS 6273-60

În funcție de condițiile de lucru stabilite pentru angrenaj, se admite alegerea de clase de precizie diferite pentru cele trei criterii de precizie expuse mai înainte. În acest caz, notarea preciziei roții dințate și a angrenajului se face prin scrierea succesivă a claselor de precizie pentru criteriile de precizie (în ordinea în care au fost tratate aici) și a simbolului jocului dintre flancuri, de exemplu,

7-6-6-JD STAS 6273-60.

Tehnologia de prelucrare a roților dințate este funcție de precizia impusă și de condițiile de funcționare. În tabelul 11.3 sînt date principalele procedee de prelucrare și domeniile de utilizare a roților dințate în clasele de precizie de la 3 la 9.

### 11.3. TOLERANȚELE ROȚILOR DINȚATE CONICE ȘI ANGRENAJELOR CU ROȚI CONICE

Terminologia și simbolurile referitoare la erorile și abaterile elementelor roților dințate conice și angrenajelor conice, precum și valorile limită ale acestor erori și abateri sînt date în STAS 6460-61. Acest standard se aplică la roți conice și angrenaje conice concurente cu roți dințate metalice, cu dinți drepți, înclinați sau curbi, cu diametrul de divizare pînă la 2 000 mm și modulul peste 1 pînă la 30 mm.

Tabelul 11.3

Procedee de prelucrare și domenii de utilizare pentru roți dințate cilindrice cu dinți drepți, înclinați și în V, cu precizie de clasele 3...9

Clasa de precizie a roților	Procedee de prelucrare	Domenii de utilizare
0	1	2
3 (extrem de precise)	<p>Dantura se generează pe mașini-unelte foarte precise cu o eroare ciclică extrem de mică. După frezarea cu freze-melc de mare precizie, roțile călite se rectifică deosebit de îngrijit și se suprafinisează. Roțile care rămân în stare necălită se șeverulesc și se rodează.</p> <p>Se controlează cu aparate deosebit de precise (cu valoarea diviziunii până la <math>1\ \mu\text{m}</math> și cu eroare de indicație minimă).</p>	<p>Se utilizează în angrenaje cu o uniformitate a rotirii deosebit de precisă, cu mers lin și lipsă aproape totală a zgomotului în mecanisme foarte precise și în transmisii foarte rapide (de ex. la turbine), precum și ca roți de măsurare (etalon) pentru controlul roților de clasa 5 și 6.</p> <p>Roțile cu dinți drepți pot lucra la viteze de peste 40 m/s, iar cele cu dinți înclinați la viteze de peste 60 m/s.</p>
4 (foarte precise)	<p>Dantura se generează pe mașini-unelte foarte precise, cu eroare ciclică foarte mică. După prelucrarea cu freze-melc de înaltă precizie, roțile călite se rectifică foarte îngrijit și se suprafinisează, iar roțile mari necălite se șeverulesc sau se rodează.</p> <p>Se controlează cu aparate foarte precise (cu eroare de indicație foarte mică).</p>	<p>Sînt destinate pentru angrenaje cu o coincidență foarte precisă a rotirii cu mers lin și foarte liniștit (în mecanisme foarte precise sau de viteză mare). Se mai utilizează ca roți de măsurare (etalon) pentru controlul roților de clasa 7. Roțile cu dinți drepți pot lucra la viteze până la 50 m/s, iar cele cu dinți înclinați până la 80 m/s.</p>
5 (precise)	<p>Dantura se generează pe mașini-unelte și cu freze-melc de precizie mare. Roțile călite se rectifică îngrijit și eventual se netezesc, iar roțile mari necălite se șeverulesc sau se rodează.</p> <p>Se controlează cu aparate de precizie ridicată.</p>	<p>Se folosesc în angrenaje cu uniformitate mare a rotirii, mers lin și liniștit, precum și ca roți de măsurare pentru controlul roților de clasa 8.</p> <p>Roțile cu dinți drepți pot lucra cu viteze până la 30 m/s iar cele cu dinți înclinați cu viteze până la 50 m/s</p>
6 (foarte exacte)	<p>Dantura se prelucurează pe mașini-unelte și cu freze-melc precise, după care roțile călite se rectifică îngrijit, iar roțile mari necălite se șeverulesc sau se rodează.</p> <p>Se controlează cu aparate de precizie relativ înaltă.</p>	<p>Se utilizează în mecanisme de divizare (capete de divizare etc.), în mecanisme importante ale automobilelor și mașini-unelte etc.</p> <p>Roțile cu dinți drepți pot lucra cu viteze până la 20 m/s, iar cele cu dinți înclinați la viteze până la 30 m/s</p>



Tabelul 11.3 (continuare)

0	1	2
7 (exacte)	Roțile trebuie să aibă dantura generată pe mașini-unelte precise, prin rulare cu freze-melc sau alte scule. Roțile călite se rectifică, iar cele necălite se șeverulesc sau se rodează. Se controlează cu aparate de precizie mare.	Se utilizează în cutiile de avans ale mașinilor-unelte, în reductoarele de serie normală, la automobile etc. Roțile cu dinți drepiți pot lucra la viteze până la 10 m/s, iar cele cu dinți înclinați până la 15 m/s.
8 (de precizie medie)	Dantura se execută pe mașini-unelte de precizie medie, prin rulare sau prin copiere, cu freze modul. Dacă este necesar, dinții se pot rectifica și uneori se netezesc. Se controlează cu aparate de precizie medie.	Se folosesc ca roți dințate de uz general în construcțiile de mașini, când nu este necesară o precizie deosebită. Roțile cu dinți drepiți lucrează la viteze până la 6 m/s, iar cele cu dinți înclinați până la 10 m/s.
9 (de precizie redusă)	Dantura poate fi generată prin orice procedeu și pe mașini-unelte obișnuite. Nu necesită operații speciale de finisare. Se controlează sumar, pe un număr minim de indici de precizie.	Se utilizează în mecanisme și utilaje cu funcționări brute, fără pretenții în ce privește precizia dimensională. Lucrează la viteze periferice până la 3—5 m/s.

Elementele dimensionale principale care definesc roata dințată conică și angrenajul conic sînt prezentate în tabelul 11.4 și figura 11.3.

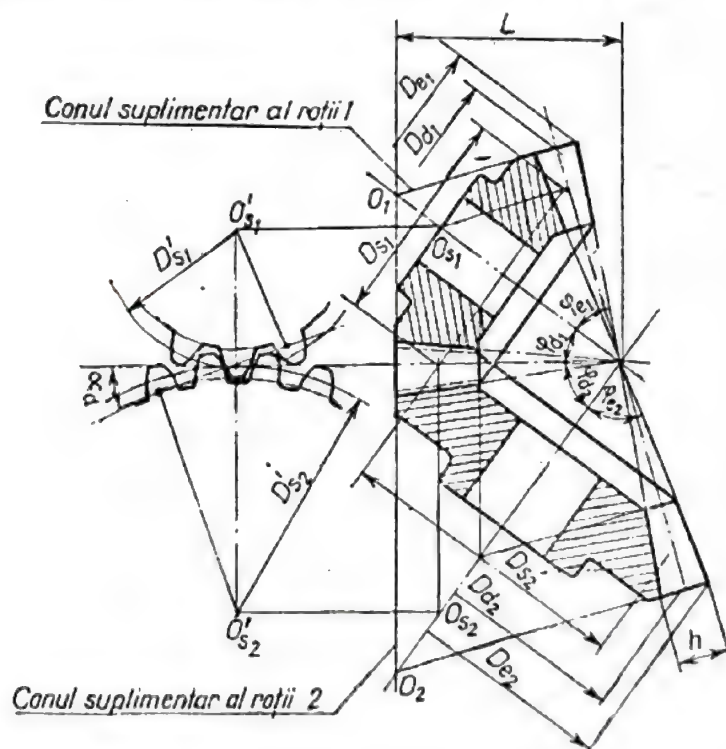


Fig. 11.3. Angrenaj cu roți dințate conice.

Tabelul 11.4

Elementele dimensionale principale ale roților conice și angrenajelor conice cu dinți drepți și înclinați, necorijate și compensate

Elementul dimensional	Simbol	Relație
0	1	2
Modulul normal	$m_n$	Pentru $\beta_d=0$ , $m_n=m$ Pentru $\beta_d \neq 0$ , $m_n=m_a \cdot \cos \beta_d$
Modulul frontal	$m_a$	$m_a=m$
Diametrul cercului de divizare	$Dd_1$ $Dd_2$	$Dd_1=m_a \cdot z_1$ ; $Dd_2=m_a \cdot z_2$
Diametrul cercului format de vârful dinților	$De_1$ $De_2$	$De_1=Dd_1+2a_{d1} \cdot \cos \varphi_{d1}$ $De_2=Dd_2+2a_{d2} \cdot \cos \varphi_{d2}$
Înălțimea capului dintelui	$a_{d1}$ $a_{d2}$	Pentru $\beta_d=0$ , $a_{d1}=(1+\xi_1)m_a$ ; $a_{d2}=(1+\xi_2)m_a$ Pentru $\beta_d \neq 0$ , $a_{d1}=(1+\xi_{n1})m_n$ ; $a_{d2}=(1+\xi_{n2})m_n$
Înălțimea dintelui	$h$	Pentru $\beta_d=0$ , $h=2,2m_a$ Pentru $\beta_d \neq 0$ , $h=2,2m_n$
Coeficientul înălțimii capului dintelui	$f_0$	$f_0=1$
Lungimea generatoarei conului de divizare	$L$	$L = \frac{Dd_1}{2 \sin \varphi_{d1}} = \frac{Dd_2}{2 \sin \varphi_{d2}}$
Lățimea coroanei dințate	$B$	$B=q \cdot L$
Coeficientul lățimii coroanei dințate	$q$	$q = \frac{1,16}{\cotg \varphi_{d1} + 0,58} \leq 0,35$
Înălțimea dintelui la coarda constantă	$k_e$	Pentru $\beta_d=0$ (și $\alpha=\alpha_0=20^\circ$ , $\xi=0$ ) $k_e=a_d-0,182g_e=0,748m_a$ ; Pentru $\beta_d \neq 0$ , $k_e=a_d-0,5 \cdot g_e \cdot \tg \alpha_{0n}$
Semiunghiul conului de divizare	$\varphi_{d1}$ $\varphi_{d2}$	$\varphi_{d1} = \arctg \frac{\sin \delta}{1 + \cos \delta}$ ; $\varphi_{d2} = \arctg \frac{i \cdot \sin \delta}{1 + i \cdot \cos \delta}$  în care: $i = \frac{z_2}{z_1}$ și $\delta = \varphi_{d1} + \varphi_{d2}$



Tabelul 11.4 (continuare)

0	1	2
Unghiul capului dintelui	$\varphi_{d1}$ $\varphi_{d2}$	<p>Pentru <math>\beta_d=0</math>; <math>\varphi_{d1}=\arctg \frac{(1+\xi_1)m_a}{L}</math>;  <math>\varphi_{d2}=\arctg \frac{(1+\xi_2)m_a}{L}</math></p> <p>Pentru <math>\beta_d \neq 0</math>; <math>\varphi_{d1}=\arctg \frac{(1+\xi_{n1})m_n}{L}</math>;  <math>\varphi_{d2}=\arctg \frac{(1+\xi_{n2})m_n}{L}</math></p>
Unghiul piciorului dintelui	$\varphi_{b1}$ $\varphi_{b2}$	<p>Pentru <math>\beta_d=0</math>; <math>\varphi_{b1}=\arctg \frac{(1,2-\xi_1)m_a}{L}</math>;  <math>\varphi_{b2}=\arctg \frac{(1,2-\xi_2)m_a}{L}</math></p> <p>Pentru <math>\beta_d \neq 0</math>; <math>\varphi_{b1}=\arctg \frac{(1,2-\xi_{n1})m_n}{L \cos \beta_d}</math>;  <math>\varphi_{b2}=\arctg \frac{(1,2-\xi_{n2})m_n}{L \cos \beta_d}</math></p>
Raportul de transmitere	$i$	$i = \frac{z_2}{z_1} \geq 1$
Coarda constantă	$g_c$	<p>Pentru <math>\beta_d=0</math> și <math>\alpha=\alpha_0=20^\circ</math>; <math>g_c=(1,387 \pm 0,643\xi)m_a</math>;  Pentru <math>\beta_d \neq 0</math> și <math>\alpha_{0n}=20^\circ</math>; <math>g_c=(1,387 \pm 0,643\xi)m_n</math>.</p>

Pentru roțile conice și angrenajele cu roți dințate conice s-au stabilit 12 clase de precizie, notate, în ordinea descrescândă a preciziei (în ordinea crescândă a toleranțelor), cu cifre în felul următor: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 și 12. STAS 6460-61 nu prevede toleranțele pentru clasele de precizie 1, 2, 3, 4 și 12.

Fiecare clasă de precizie este determinată de următoarele criterii de precizie:

- criteriul de precizie cinematică a roții conice;
- criteriul de funcționare lină a roților în angrenaj;
- criteriul de contact dintre dinți.

**Criteriul de precizie cinematică** stabilește, pentru roata care se verifică, eroarea maximă totală admisă a unghiului de rotire în limitele unei rotații complete a roții, precum și elementele danturii ale căror erori determină această eroare totală.

**Criteriul de funcționare lină** a roții dințate conice în angrenaj stabilește valorile componentelor erorii totale a unghiului de rotire care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații, precum și elementele danturii ale căror erori

determină aceste componente ciclice, respectiv funcționarea lină a roții în angrenaj.

*Criteriul de contact al dinților* stabilește precizia de execuție a flancurilor dinților prin raportul minim, în procente, dintre dimensiunile petei de contact și dimensiunile suprafeței utilizate a flancurilor, precum și elementele danturii și angrenajului ale căror erori determină forma și mărimea petei de contact.

Independent de clasa de precizie a roților și angrenajelor cu roți dințate conice, se stabilește felul jocului dintre flancurile neactive, precum și elementele danturii și angrenajului care determină acest joc. Jocul de bază dintre flancuri se consideră jocul normal minim, care asigură compensarea jocului dintre flancuri datorită încălzirii angrenajului la o diferență de temperatură de 25 °C dintre carcasă și angrenaj, coeficienții de dilatare ai acestora fiind egali. Acest joc este notat cu simbolul JC (ajustaj liber), ca în cazul roților dințate cilindrice. Se admite, în unele cazuri, alegerea altui joc dintre flancuri în afara jocului de bază JC. În cazurile respective, se recomandă folosirea unuia dintre următoarele jocuri dintre flancuri :

- joc minim nul (ajustaj alunecător) JE ;
- joc minim micșorat (ajustaj semiliber) JD ;
- joc minim mărit (ajustaj larg) JA.

Schema poziției jocului minim dintre flancuri și a cîmpului de toleranță respectiv este la fel ca pentru roțile și angrenajele cu roți dințate cilindrice (v. fig. 11.2).

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat prin anumite erori și abateri ale elementelor roților dințate conice și angrenajelor cu roți conice. Aceste erori și abateri sînt denumite *indici de precizie* și sînt prezentate în tabelul 11.5.

Pentru determinarea preciziei și verificarea (controlul) roților dințate și angrenajelor conice, nu se iau în considerație, de obicei, toți indicii de precizie, ci numai un indice de bază sau un complex de indici.

Astfel, pentru criteriul de precizie cinematică, se alege unul din indici de precizie de bază (tab. 1 din STAS 6460-61) : Ecn sau Ecp ori unul din complexe de indici de precizie : br și Erg ; Vjm și Erg ; Vdm și Erg — numai pentru roți conice cu dinți drepți ; br — pentru roți din clasele de precizie 9, 10 și 11 ; Vjm — pentru roți din clasa de precizie 9 ; Vdm — pentru roți din clasa de precizie 9.

Pentru criteriul de funcționare lină în angrenaj, se alege unul din indicii de precizie (tab. 2 din STAS 6460-61) : Ec1, sau Ap, sau Vp, sau Vdm<sub>1</sub> (numai pentru roți conice cu dinți drepți).

Pentru criteriul de contact dintre dinți, se aleg complexe de indici de precizie (tab. 3 din STAS 6460-61) : pata de contact, Ac și Ai — pentru angrenaje nereglabile ; pata de contact și Ai — pentru angrenaje reglabile.

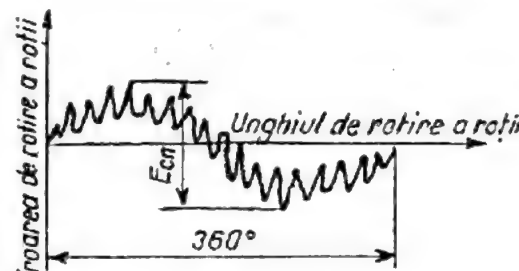
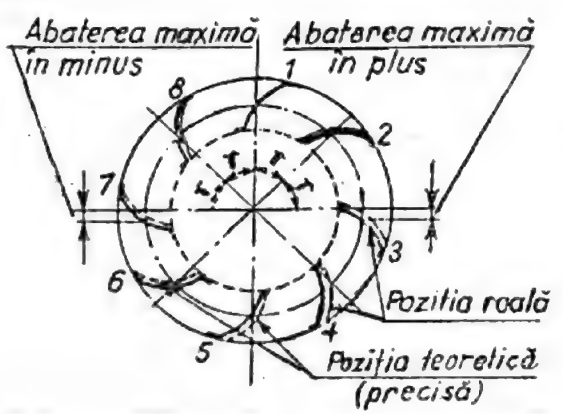
Indicii de precizie care asigură jocul minim dintre flancuri sînt (tab. 4...6 din STAS 6460-61) : As sau A<sub>dm</sub> — pentru roata dințată ; A<sub>δ</sub> — pentru angrenaj.

Precizia de execuție a roților dințate conice și a angrenajelor cu roți dințate conice este determinată de clasa de precizie și de felul jocului dintre flancuri. De exemplu, un angrenaj cu roți dințate de clasa de precizie 6 și cu jocul minim dintre flancuri JC se notează astfel :

6—JC STAS 6460-61



Termeni, simboluri, noțiuni și definiții pentru erorile, abatările și toleranțele elementelor roților dințate și angrenajelor cu roți conice

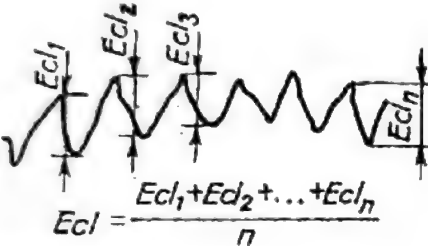
Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
0	1	2	3
1	<p>Eroarea cinematică</p>  <p>Toleranța erorii cinematice</p>	<p><i>Ecn</i></p> <p><i>Tcn</i></p>	<p>Eroarea maximă a unghiului de rotire a roții dințate, în limitele unei rotații complete a roții care se verifică, în cazul angrenării cu roata de măsurare (etalon) pe un singur flanc. Se determină pe cercul de divizare cu centrul pe axa de rotație a roții și situat în planul bazei mari a conului de divizare.</p>
2	<p>Eroarea cumulată de pas</p>  <p>Toleranța erorii cumulate de pas</p>	<p><i>Ecp</i></p> <p><i>Tcp</i></p>	<p>Eroarea maximă a poziției relative a două flancuri omoloage oarecari, măsurată pe cercul care trece prin mijlocul lungimii și mijlocul înălțimii flancului și care are centrul pe axa de rotire a roții dințate.</p>

Tabelul 11.5 (continuare)

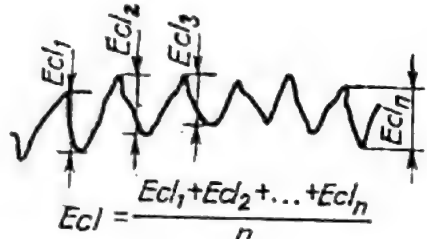
0	1	2	3
3	<p>Bătaia radială a danturii</p> <p>Toleranța bătaii radiale</p>	<p><math>br</math></p> <p><math>Tbr</math></p>	<p>Diferența maximă dintre distanțele de la vârful de măsurare, reprezentând profilul de referință, la axă de rotire a roții.</p> <p>Se determină în direcția normală la generatoarea conului de divizare, la o distanță oarecare constantă față de vârful conului de divizare.</p>
4	<p>Eroarea de rostogolire</p> <p>Toleranța erorii de rostogolire</p>	<p><math>Erg</math></p> <p><math>Trg</math></p>	<p>Componentă a erorii cinematice care se determină scăzând din aceasta bătaia radială</p> <p>Se determină în secunde de unghi.</p>
5	<p>Unghiul nominal de măsurat dintre axe</p> <p>Abaterile limită ale unghiului de măsurat dintre axe :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul> <p>Variația unghiului de măsurat dintre axe :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— pentru o rotație completă</li> <li>— pentru rotirea cu un dinte</li> </ul> <p>Toleranța variației unghiului de măsurat dintre axe :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— la o rotație completă</li> <li>— la rotirea cu un dinte</li> </ul>	<p><math>\delta_m</math></p> <p><math>A\delta_m</math></p> <p><math>A\delta_{m1}</math></p> <p><math>V\delta_m</math></p> <p><math>V\delta_{m1}</math></p> <p><math>TV\delta_m</math></p> <p><math>TV\delta_{m1}</math></p>	<p>Unghiul dintre axe în cazul angrenării fără joc a roții de măsurare (etalon) cu roata dințată care se verifică și care are o subțiere minimă a dinților.</p> <p>Diferența dintre unghiurile limită dintre axe și unghiul nominal, exprimat în mărimi liniare pe o lungime egală cu lungimea generatoarei conului de divizare.</p> <p>Diferența dintre valorile maximă și minimă ale unghiului de măsurat dintre axe pentru o rotație completă a roții care se verifică, respectiv pentru rotirea cu un dinte (cu un pas unghiular).</p>



Tabelul 11.5 (continuare)

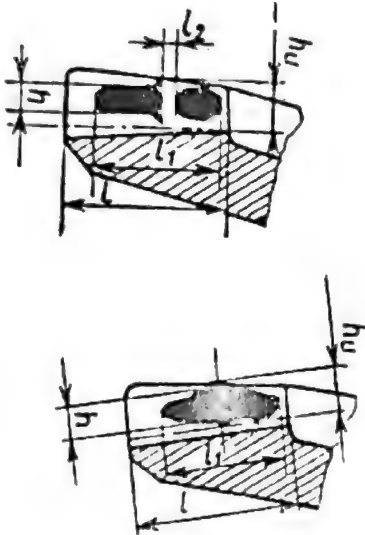
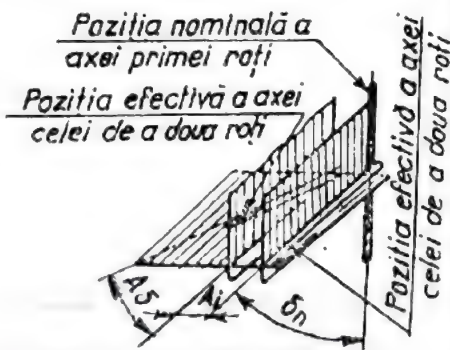
0	1	2	3
6	<p>Eroarea ciclică</p>  <p>Toleranța erorii ciclice</p>	<p><i>Ecl</i></p> <p><i>Tcl</i></p>	<p>Componenta erorii cinematice care se repetă periodic în timpul unei rotații complete a roții care se verifică.</p> <p>Se stabilește ca valoare medie a amplitudinilor oscilațiilor <i>Ecn</i> ale erorii cinematice, pe toate ciclurile unei rotații complete a roții care se verifică.</p> <p>Se măsoară pe cercul de divizare cu centrul pe axa de rotire a roții, în planul bazei mari a conului de divizare.</p>
7	<p>Abaterea pasului</p> <p>Abaterile limită ale pasului :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul>	<p><i>Ap</i></p> <p><i>Ap<sub>s</sub></i> <i>Ap<sub>i</sub></i></p>	<p>Diferența dintre valoarea efectivă și valoarea medie a pasului circular pe cercul care trece prin mijlocul lungimii și mijlocul înălțimii flancului și care are centrul pe axa de rotire a roții care se verifică.</p>
8	<p>Variația pasului</p> <p>Toleranța variației pasului</p>	<p><i>Vp</i></p> <p><i>TVp</i></p>	<p>Diferența maximă dintre doi pași oarecare măsurați pe cercul care trece prin mijlocul lungimii și mijlocul înălțimii flancului și care are centrul pe axa de rotire a roții care se verifică.</p>

Tabelul 11.5 (continuare)

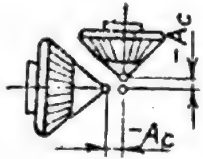
0	1	2	3
6	<p>Eroarea ciclică</p>  <p>Toleranța erorii ciclice</p>	<p><i>Ecl</i></p> <p>Componenta erorii cinematice care se repetă periodic în timpul unei rotații complete a roții care se verifică. Se stabilește ca valoare medie a amplitudinilor oscilațiilor <i>Ecn</i> ale erorii cinematice, pe toate ciclurile unei rotații complete a roții care se verifică. Se măsoară pe cercul de divizare cu centrul pe axa de rotire a roții, în planul bazei mari a conului de divizare.</p> <p><i>Tcl</i></p>	
7	<p>Abaterea pasului</p> <p>Abaterile limită ale pasului :</p> <ul style="list-style-type: none"><li>— superioară</li><li>— inferioară</li></ul>	<p><i>Ap</i></p> <p>Diferența dintre valoarea efectivă și valoarea medie a pasului circular pe cercul care trece prin mijlocul lungimii și mijlocul înălțimii flancului și care are centrul pe axa de rotire a roții care se verifică.</p> <p><i>Ap<sub>s</sub></i> <i>Ap<sub>i</sub></i></p>	
8	<p>Variația pasului</p> <p>Toleranța variației pasului</p>	<p><i>Vp</i></p> <p>Diferența maximă dintre doi pași oarecare măsurați pe cercul care trece prin mijlocul lungimii și mijlocul înălțimii flancului și care are centrul pe axa de rotire a roții care se verifică.</p> <p><i>TVp</i></p>	



Tabelul 11.5 (continuare)

0	1	2	3
9	<p>Pata de contact</p> 	<p><i>Pc</i></p>	<p>Porțiunea de pe flancul dintelui, pe care se află urmele de contact ale acestuia cu flancurile dinților roții conjugate, după rotirea angrenajului cu o ușoară frinare. Se determină în procente, prin dimensiunile relative ale petei de contact :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— în lungul dintelui : prin raportul dintre distanța punctelor extreme de contact și lungimea dintelui</li> </ul> $\frac{l_1}{l} \cdot 100 \%$ <ul style="list-style-type: none"> <li>— în înălțimea dintelui : prin raportul dintre înălțimea suprafeței de contact în partea mijlocie a ei și înălțimea utilizată a dintelui,</li> </ul> $\frac{h}{h_n} \cdot 100 \%$ <p>În cazul unor întreruperi care depășesc valoarea unui modul,</p> $\frac{l_1 - l_2}{l} \cdot 100 \%$
10	<p>Neintersecțiarea axelor</p>  <p>Toleranța neintersecțării axelor</p>	<p><i>Ai</i></p> <p><i>TAi</i></p>	<p>Distanța minimă dintre axe de rotire ale roților dințate conjugate ale angrenajului conic.</p>

Tabelul 11.5 (continuare)

0	1	2	3
11	<p>Deplasarea vârfului conului de divizare</p>  <p>Deplasările limită ale vârfului conului de divizare :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul>	<p><math>A_c</math></p> <p><math>A_{c_1}</math> <math>A_{c_2}</math></p>	<p>Distanța de la vârful conului de divizare, în lungul axei sale, pînă la punctul de intersecție a axelor în angrenaj.</p> <p>Se determină ca deplasarea axială a roții montate în angrenaj față de acea poziție a ei pe aparatul de verificat prin rostogolire, care corespunde condițiilor optime de angrenare a roții de verificat cu roata conjugată.</p>
12	<p>Abateri unghiului dintre axe</p> <p>Abaterile limită ale unghiului dintre axe :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul>	<p><math>A\delta</math></p> <p><math>A\delta_1</math> <math>A\delta_2</math></p>	<p>Diferența dintre valorile efectivă și nominală ale unghiului dintre axele angrenajului, exprimată în unități liniare, pe o lungime egală cu lungimea <math>L</math> a generatorii conului de divizare.</p>
13	<p>Grosimea nominală a dintelui</p> <p>Subțierea dintelui</p> <p>Subțierea minimă a dintelui</p> <p>Toleranța grosimii dintelui</p>	<p><math>s</math></p> <p><math>A_s</math></p> <p><math>A_{s_{min}}</math></p> <p><math>T_s</math></p>	<p>Grosimea calculată a dintelui care asigură o angrenare fără joc la grosimea nominală a dinților roții conjugate și la poziția nominală a roților.</p> <p>Se determină pe cercul de divizare cu centrul pe axa de rotație a roții și situat în planul bazei mari a conului de divizare.</p> <p>Micșorarea grosimii nominale a dintelui, calculată în secțiunea normală. Subțierea minimă prescrisă, necesară pentru a realiza jocul minim dintre flancuri.</p> <p>Diferența dintre subțierile maximă și minimă admisibile ale dintelui.</p>



Tabelul 11.5 (continuare)

0	1	2	3
14	Jocul dintre flancuri	$J$	Distanța minimă, în cursul angrenării, dintre flancurile neactive ale dinților, flancurile active fiind în contact. Jocul dintre flancuri permite rotirea liberă a uneia dintre roțile angrenajului, roata conjugată fiind fixă. Se determină pe normala la flancurile dinților, la baza mare a conului de divizare. Jocul dintre flancuri minim prescris.
15	Jocul măsurat dintre flancuri	$J_{min}$	Jocul dintre flancurile dinților roții de măsurare (etalon) și ale roții care se verifică în cazul când pe aparatul de verificat prin rostogolire, roțile sînt în poziția optimă de angrenare. Diferența dintre valorile maximă și minimă ale jocului de măsurat dintre flancuri, la o rotație completă a roții care se verifică.
	Variația jocului de măsurat dintre flancuri	$j_m$	
	Toleranța variației jocului de măsurat dintre flancuri	$V_{jm}$	
		$TV_{jm}$	

În funcție de condițiile de funcționare stabilite pentru angrenaj, se admite alegerea de clase de precizie diferite pentru cele trei criterii de precizie. În acest caz, notarea preciziei roții și angrenajului conic se face prin scrierea succesivă a claselor de precizie, în ordine, pentru criteriul de precizie cinematică, criteriul de funcționare lină și criteriul de contact dintre dinți și a simbolului jocului dintre flancuri, de exemplu :

6-8-7-JD STAS 6460-61.

#### 11.4. TOLERANȚELE ANGRENAJELOR MELCATE

Terminologia și simbolurile referitoare la erorile și abaterile elementelor angrenajelor melcate, precum și valorile limită ale acestor erori și abateri sînt stabilite prin STAS 6461-61. Prevederile acestui standard se aplică la angrenaje melcate cu roți melcate metalice conjugate cu melci cilindrici.

În același standard se definesc două categorii de angrenaje melcate :

— *angrenaje melcate cinematice*, avînd modulul axial peste 1 pînă la 16 mm și diametrul de divizare al roții melcate pînă la 5 000 mm ; distanța dintre axele melcului și roții melcate este reglabilă ; angrenajele cinematice sînt utilizate în mecanisme cu ajutorul cărora se obțin viteze de mișcare de uniformitate mare și deplasare de precizie înaltă ale organelor de execuție și comandă (de exemplu, în mecanisme de avans automat al unor mașini-unelte, la capetele divizoare optice etc.) ;

— *angrenaje melcate pentru transmiterea puterii*, avînd modulul axial peste 1 pînă la 30 mm, diametrul de divizare al melcului pînă la 400 mm pentru orice număr de începuturi și diametrul de divizare al roții melcate pînă la 2000 mm; distanța dintre axele melcului și roții melcate nu este reglabilă; acest tip de angrenaje se utilizează în scopul transmiterii unor puteri mari și foarte mari la viteze de mișcare relativ mici (de exemplu, în unele capete de forță, la reductoarele pentru instalații de forare etc.).

Elementele dimensionale și parametrii principali care definesc melcul, roata melcată și angrenajul melcat sînt indicați în figura 11.4 și tabelul 11.6.

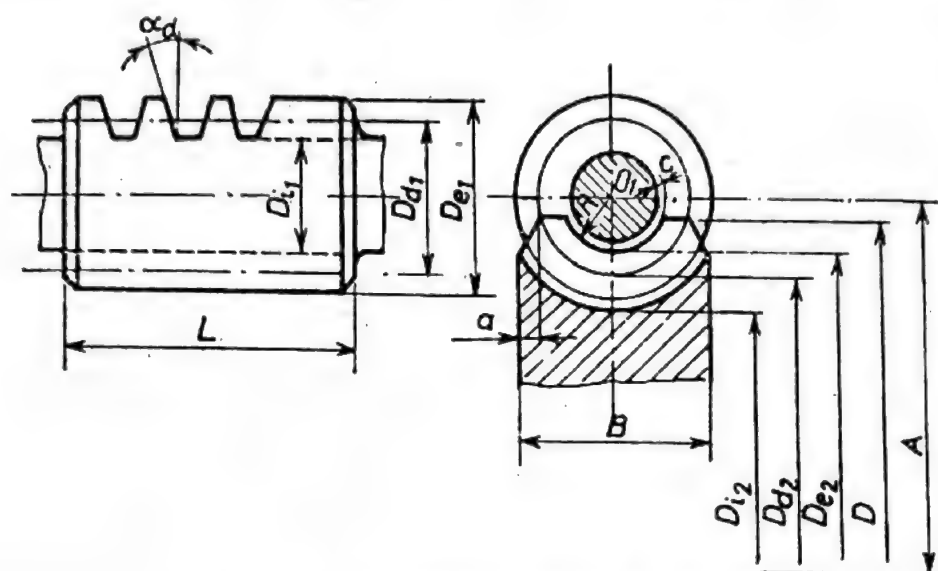


Fig. 11.4. Angrenaj melc-roată melcată.

Pentru angrenajele melcate s-au prevăzut 12 clase de precizie, notate, în ordinea descrescîndă a preciziei (în ordinea crescîndă a toleranțelor), cu cifrele: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 și 12. Nu sînt standardizate toleranțele pentru clasele de precizie 1, 2, 10, 11 și 12.

Clasele de precizie 3, 4, 5 și 6 se aplică angrenajelor melcate cinematice.

Clasele de precizie 5, 6, 7, 8 și 9 se aplică angrenajelor melcate pentru transmiterea puterii.

Fiecare clasă de precizie este determinată de următoarele criterii de precizie:

a) pentru angrenajele melcate cinematice:

- criteriul de precizie a melcului;
- criteriul de precizie a roții melcate;
- criteriul de precizie a angrenajului melcat cinematic (reglabil);

b) pentru angrenajele melcate de transmitere a puterii:

- criteriul de precizie a melcului;
- criteriul de precizie a roții melcate;
- criteriul de precizie a montării angrenajului melcat de transmitere a puterii (neregabil).

*Criteriul de precizie a melcului* stabilește abaterile și erorile care determină precizia de execuție a acestuia.

*Criteriul de precizie a roții melcate* stabilește abaterile și erorile elementelor roții melcate care determină precizia de execuție a acesteia.



**Elementele dimensionale și parametrii principali ai melcilor, roților melcate  
și angrenajelor melcate**

Elementul dimensional	Simbol	Relație
<i>Melcul</i>		
Modulul axial	$m_a$	$m_a = m$
Pasul	$p$	$p = \pi \cdot m_a$
Diametrul de referință	$D_0$	$D_0 = m_a \cdot q$
Coeficientul diametral	$q$	$q = 8 \dots 13$ (în funcție de $m$ )
Diametrul vîrfurilor spirelor	$D_{e1}$	$D_{e1} = D_0 + 2f_{0a} \cdot m_a$
Diametrul de fund al spirelor	$D_{i1}$	$D_{i1} = D_0 - 2f_{0a} \cdot m_a - 2c$
Coeficientul axial al jocului la fund	$w_{0a}$	$w_{0a} = 0,2 \dots 0,3$
Jocul radial	$c$	$c = w_{0a} \cdot m_a$
Înălțimea spirei	$h$	$h = 2f_{0a} \cdot m_a + c \approx 2,2m_a$
Coeficientul axial al înălțimii spirei	$f_{0a}$	De obicei, se ia $f_{0a} = 1$
Numărul de începuturi	$z_1$	$z_1 = 1 \dots 4$
Unghiul elicei de referință	$\theta_0$	$\theta_0 = \arctg \frac{m_a \cdot z_1}{D_0} = \arctg \frac{z_1}{q} = \frac{p_s}{\pi D_0}$
Pasul elicei	$p_s$	$p_s = z_1 \cdot p = z_1 \cdot \pi \cdot m_a = \pi \cdot D_0 \cdot \tg \theta$
Unghiul de presiune normal	$\alpha_{0n}$	
Unghiul de presiune axial	$\alpha_{0a}$	
Grosimea spirei într-o secțiune axială	$g_a$	$g_a = 0,5 \cdot \pi \cdot m_a$
Valoarea coardei normale a spirei	$g_n$	$g_n = g_a \cos \theta_0 = 0,5\pi \cdot m_a \cos \theta_0$
<i>Roată melcată</i>		
Modulul frontal	$m_f$	$m_f = m_a$
Numărul de dinți	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot i$ ( $i$ fiind raportul de transmitere)
Diametrul de vîrf în secțiunea mediană	$D_{e2}$	$D_{e2} = 2A - D_0 + 2f_{0a}m_a$
Raza de curbură a secțiunii axiale a suprafeței vîrfurilor dinților	$R$	$R = 0,5D_0 - m_f$
Deplasarea specifică frontală a danturii	$\xi_f$	
Diametrul fundului dinților în secțiune mediană	$D_{i2}$	$D_{i2} = 2A - D_0 - 2f_{0a}m_a - 2c$
Diametrul de divizare	$D_d$	$D_d = m_a \cdot z_2$
<i>Angrenaj</i>		
Distanța dintre axele melcului și roții melcate	$A$	$A = 0,5m_a (q + z_2 + 2\xi_{f2})$

*Criteriul de precizie a angrenajului melcat cinematic stabilește :*

- eroarea cinematică (eroarea totală a unghiului de rotire) în limitele unei rotații complete a roții melcate în angrenare cu melcul conjugat ;
- eroarea ciclică (componentele erorii totale a unghiului de rotire, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații complete a roții melcate), ce caracterizează funcționarea lină a angrenajului melcat ;
- precizia de execuție a flancurilor dinților, care caracterizează contactul dintre dinții roții melcate și melcul conjugat.

*Criteriul de precizie a montării angrenajului melcat de transmitere a puterii stabilește :*

- abaterile elementelor de montare a angrenajului, care caracterizează precizia poziției relative a roții melcate și a melcului ;
- precizia de execuție a flancurilor dinților, care caracterizează contactul dintre dinții roții melcate și melcul conjugat.

Independent de clasa de precizie a angrenajelor melcate, se stabilește felul jocului dintre flancurile neactive, precum și elementele danturii și angrenajului care determină acest joc. Jocul de bază dintre flancuri se consideră jocul normal minim care asigură compensarea micșorării jocului dintre flancuri, datorită încălzirii angrenajului până la  $80^{\circ}\text{C}$  și a carcasei reductorului până la  $50^{\circ}\text{C}$ , considerînd coeficientul de dilatare lineară a materialului carcusei  $10,5 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$ , al melcului  $11,5 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$  și al roții melcate  $10,5 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$ . Acest joc este notat cu simbolul JC (ajustaj liber).

Se admite alegerea altui joc dintre flancuri în locul jocului de bază JC. În această situație, se recomandă să se folosească unul din următoarele jocuri dintre flancuri :

- joc minim nul (ajustaj alunecător) JE ;
- joc minim micșorat (ajustaj semiliber) JD ;
- joc minim mărit (ajustaj larg) JA.

Schema poziției jocului minim dintre flancuri și a cîmpului de toleranță respectiv este, pentru cele patru cazuri, prezentată în figura 11.2. Valorile jocului minim dintre flancuri sînt date în tabelul 5 din STAS 6461-61.

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat prin anumite erori, abateri și toleranțe ale elementelor melcilor, roților melcate și angrenajelor melcate. Aceste erori, abateri și toleranțe sînt denumite *indici de precizie* și sînt prezentate în tabelul 11.7.

Criteriile de precizie pot fi caracterizate fie printr-un indice de precizie de bază, fie printr-un complex de indici de precizie. Indicii de precizie de bază și complexe de indici de precizie sînt echivalenți între ei și se prescriu în funcție de destinația angrenajului și de condițiile tehnologice de execuție a lor.

Pentru criteriul de precizie a melcului, se alege unul din următoarele complexe de indici de precizie (tab. 1, STAS 6461-61) :  $A_e$  și  $A_{et}$  ;  $A_{p_a}$ ,  $E_{cp_a}$ ,  $E_{fp}$  și  $br_m$ .

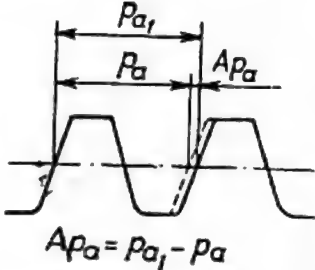
Pentru criteriul de precizie a roților melcate din angrenajele cinematice, se alege unul din următoarele complexe de indici de precizie (tab. 2, STAS 6461-61) :

- la roțile melcate din clasele de precizie 3 și 4 :  $E_{cnp}$ ,  $E_{clp}$ ,  $br$  și  $E_{sg}$  ;  $E_{cp}$ ,  $E_{clp}$  și  $E_{sg}$  ;
- la roțile melcate din clasele de precizie 5, 6, 7, 8 și 9 :  $A_{ps}$  și  $E_{cp}$  ;  $A_{ps}$  și  $br$  ;  $V_{Am}$  și  $V_{Am_1}$  (numai pentru clasele 8 și 9).

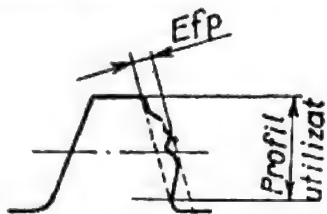
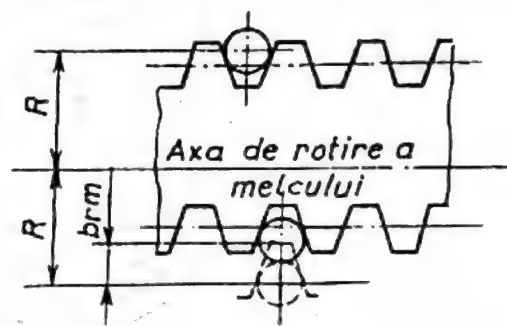


Termeni, simboluri, noțiuni și definiții pentru erorile, abaterile și toleranțele  
elementelor melcilor, roților melcate și angrenajelor melcate

Tabelul 11.7

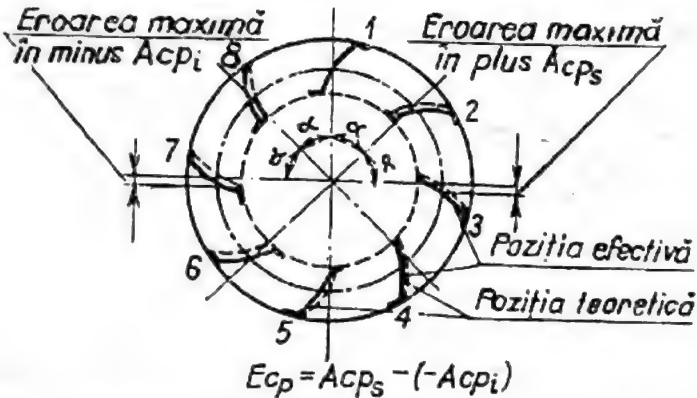
Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
0	1	2	3
1	<p>Abaterăa elicei melcului :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— în limitele unei rotații complete</li> <li>— pe întreaga lungime a melcului</li> </ul> <p>Toleranța abaterii elicei melcului :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— în limitele unei rotații complete</li> <li>— pe întreaga lungime a melcului</li> </ul>	<p><math>A_e</math> <math>A_{el}</math></p> <p><math>T_e</math> <math>T_{el}</math></p>	<p>Distanța, măsurată pe normală, dintre două elice nominale, care se găsesc pe un cilindru coaxial cu axa melcului și care limitează curba de intersecție a flancului spirii melcului cu acest cilindru.</p> <p>Se determină în limitele unei rotații complete a melcului sau respectiv pe întreaga lungime a melcului. Pentru melci cu mai multe începuturi, se determină pentru fiecare spirală.</p>
2	<p>Abaterăa pasului axial</p>  <p><math>A_{pa} = p_{a1} - p_a</math></p> <p>Abaterile limită ale pasului axial :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul>	<p><math>A_{pa}</math></p> <p><math>A_{pa1}</math> <math>A_{pa2}</math></p>	<p>Diferența dintre distanțele efectivă și nominală dintre două flancuri omoloage succesive ale melcului, determinată în secțiune axială, pe o dreaptă paralelă cu axa.</p>
3	<p>Eroarea cumulată a pasului axial</p> <p>Erorile cumulate limită ale pasului axial :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul>	<p><math>E_{cpa}</math></p> <p><math>E_{cpa1}</math> <math>E_{cpa2}</math></p>	<p>Diferența maximă dintre distanțele efectivă și nominală dintre două flancuri omoloage oarecari ale melcului (inclusiv dintre flancurile extreme complete), determinată în secțiunea axială pe o dreaptă paralelă cu axa melcului.</p>

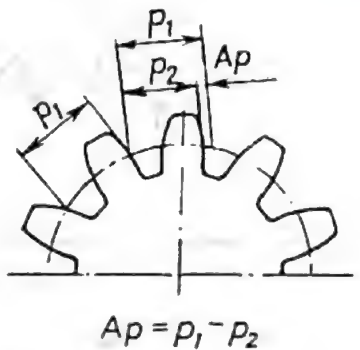
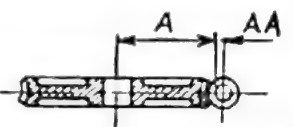

Tabelul 11.7 (continuare)

0	1	2	3
4	<p>Eroarea formei profilului melcului</p>  <p>Toleranța erorii profilului melcului</p>	<p><math>Efp</math></p> <p><math>Tfp</math></p>	<p>Distanța, măsurată pe normală, dintre două profile teoretice ale flancului care limitează profilul efectiv, în limitele profilului utilizat.</p>
5.	<p>Bătăia radială a spirei melcului</p>  <p>Toleranța bătăii radiale a spirei melcului</p>	<p><math>brm</math></p> <p><math>Tbrm</math></p>	<p>Diferența maximă dintre distanțele de la axa de rotație a melcului până la suprafața pe care lățimea golului (sau grosimea spirei) rămâne constantă în limitele unei rotații complete a melcului.</p> <p>Pentru melci cu mai multe începuturi, se determină separat pentru fiecare spirală.</p>
6.	<p>Eroarea cinematică de prelucrare</p> <p>Toleranța erorii cinematice de prelucrare</p>	<p><math>E_{cnp}</math></p> <p><math>T_{cnp}</math></p>	<p>Componenta erorii cinematice a angrenajului (v. poz. 15) produsă de erorile procesului de prelucrare finală a dinților roții melcate. Se determină în secunde de unghi.</p>
7	<p>Eroarea ciclică de prelucrare</p> <p>Toleranța erorii ciclice de prelucrare</p>	<p><math>E_{clp}</math></p> <p><math>T_{clp}</math></p>	<p>Componenta erorii cinematice de prelucrare, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații complete a roții melcate.</p> <p>Se determină, în secunde de unghi, ca valoare medie a amplitudinilor oscilațiilor erorii cinematice de prelucrare, la o rotație completă a roții melcate.</p>



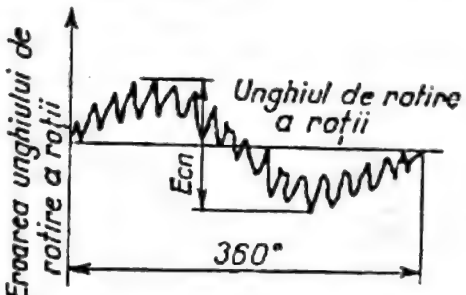
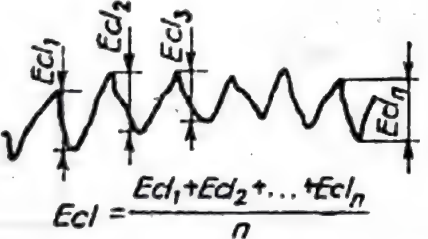
Tabelul 11.7 (continuare)

0	1	2	4
8	<p>Bătaia radială a danturii</p> <p>Toleranța bătaii radiale a danturii</p>	<p><math>br</math></p> <p><math>Tbr</math></p>	<p>Diferența maximă dintre distanțele de la profilul corespunzător secțiunii normale a spirei melcului la axa de rotație a roții. Se determină în planul median al roții.</p>
9	<p>Eroarea cumulată de pas</p>  <p><math>E_{cp} = A_{cp_s} - (-A_{cp_i})</math></p> <p>Toleranța erorii cumulate de pas</p>	<p><math>E_{cp}</math></p> <p><math>T_{cp}</math></p>	<p>Eroarea maximă a poziției relative a două flancuri omoloage oarecari ale dinților roții melcate, măsurate pe arcu cercului care trece aproximativ pe la jumătatea înălțimii dintelui și este concentric cu axa de rotație a roții.</p>
10	<p>Eroarea suprafeței generatoare a sculei</p> <p>Toleranța erorii suprafeței generatoare a sculei</p>	<p><math>E_{sg}</math></p> <p><math>T_{sg}</math></p>	<p>Distanța, măsurată pe normala la suprafețele elicoidale, dintre suprafața elicoidală generatoare a sculei și suprafața elicoidală a spirei melcului conjugat. Se numește suprafață generatoare a sculei suprafața care generează prin înfășurare suprafața danturii. În funcție de scula folosită, suprafața generatoare este descrisă de elementele așchietoare ale sculei, în mișcarea lor relativă față de roată, sau este suprafața pe care se găsesc tășurile sculei.</p>

0	1	2	3
11	<p>Diferența dintre doi pași succesivi ai roții</p>  <p><math>Ap = p_1 - p_2</math></p> <p>Toleranța diferenței dintre doi pași succesivi ai roții</p>	<p><math>A_{ps}</math></p> <p><math>T_{ps}</math></p>	<p>Diferența dintre doi pași succesivi, determinată pe cercul care trece aproximativ pe la jumătatea înălțimii dintelui și este concentric cu axa de rotire a roții, în secțiune perpendiculară pe axă.</p>
12	<p>Abaterile distanței dintre axe :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— în angrenaj</li> <li>— la prelucrare</li> </ul> <p>Abaterile limită ale distanței dintre axe :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— în angrenaj : — superioară</li> <li>— inferioră</li> <li>— la prelucrare : — superioară</li> <li>— inferioră</li> </ul> 	<p><math>AA</math></p> <p><math>AA_p</math></p> <p><math>AA_s</math></p> <p><math>AA_i</math></p> <p><math>AA_p</math></p> <p><math>AA_{pi}</math></p>	<p>Diferența dintre distanțele efectivă și nominală dintre axele roții și melcului în angrenaj, respectiv la prelucrarea finală a profilului dinților roții pe mașina-unealtă.</p>
13	<p>Deplasarea planului median al roții :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— în angrenaj</li> <li>— la prelucrare</li> </ul> <p>Deplasările limită ale planului median al roții :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— în angrenaj : — superioară</li> <li>— inferioră</li> <li>— la prelucrare : — superioară</li> <li>— inferioră</li> </ul> 	<p><math>A_{pl}</math></p> <p><math>A_{plp}</math></p> <p><math>A_{pl_i}</math></p> <p><math>A_{plp_i}</math></p> <p><math>A_{pl_{pi}}</math></p>	<p>Valoarea distanței dintre planul median al roții melcate și normala comună la axa melcului și a roții în angrenaj, respectiv deplasarea axei sculei la prelucrarea finală a profilului dinților roții melcate pe mașina-unealtă.</p>



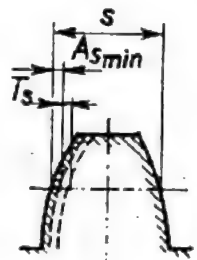
Tabelul 11.7 (continuare)

0	1	2	3
14	<p>Variația distanței de măsurat dintre axe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— la o rotație completă</li> <li>— la rotirea cu un dinte</li> </ul> <p>Toleranța variației distanței de măsurat dintre axe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— la o rotație completă</li> <li>— la rotirea cu un dinte</li> </ul>	<p><math>VAm</math> <math>VAm_1</math></p> <p><math>TVAm</math> <math>TVAm_1</math></p>	<p>Diferența dintre valorile maximă și minimă ale distanței de măsurat dintre axe, la angrenarea fără joc a melcului de măsurare (etalon) cu roata melcată, în timpul unei rotații complete a roții, respectiv la rotirea ei cu un dinte</p>
15	<p>Eroarea cinematică a angrenajului</p>  <p>Toleranța erorii cinematice a angrenajului</p>	<p><math>Ecn</math></p> <p><math>Tcn</math></p>	<p>Eroarea maximă a unghiului de rotire a roții melcate în limitele unei rotații complete a acesteia, în cazul angrenării pe un flanc, în angrenaj cu melcul conjugat. Se determină, în <math>\mu m</math>, pe cercul de divizare al roții melcate.</p>
16	<p>Eroarea ciclică a angrenajului</p>  <p>Toleranța erorii ciclice a angrenajului</p>	<p><math>Ecl</math></p> <p><math>Tcl</math></p>	<p>Componenta erorii cinematice a angrenajului asamblat, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații complete a roții melcate. Se determină, în <math>\mu m</math>, pe cercul de divizare, ca valoarea medie a amplitudinilor oscilației erorii cinematice a roții, pe toate ciclurile unei rotații complete a roții melcate.</p>





Tabelul 11.7 (continuare)

0	1	2	
19	<p>Grosimea nominală a spirei</p> <p>Subțierea spirei</p> <p>Subțierea minimă a spirei</p> <p>Toleranța grosimii spirei</p> 	<p><math>s</math></p> <p><math>A_s</math></p> <p><math>A_{s_{min}}</math></p> <p><math>T_s</math></p>	<p>Coarda de calcul a spirei melcului în secțiune normală pe spiră, care, la distanța nominală dintre axe, realizează angrenarea fără joc cu roata melcată, ai cărei dinți au grosimea nominală.</p> <p>Subțierea spirei melcului față de grosimea nominală a ei.</p> <p>Subțierea minimă prescrisă în vederea asigurării jocului minim dintre flancuri.</p> <p>Diferența dintre subțierea minimă și subțierea maximă a spirei melcului.</p>
20	<p>Jocul dintre flancuri</p> <p>Jocul minim dintre flancuri</p>	<p><math>j</math></p> <p><math>j_{min}</math></p>	<p>Distanța minimă în cursul angrenării dintre flancurile neactive ale dinților roții și spirei melcului, flancurile active fiind în contact. Jocul dintre flancuri permite rotirea liberă a roții melcate dacă melcul este fix. Se determină în mărimi liniare măsurate pe normala la flancurile neactive.</p> <p>Jocul dintre flancuri minim prescris.</p>

Pentru criteriul de precizie a roților melcate din angrenajele pentru transmiterea puterii, din clasele de precizie 5, 6, 7, 8 și 9, se alege unul din următoarele complexe de indici de precizie: Aps, Ecp, AAP și Aplp; Aps, br, AAP și Aplp; VAm, VAm<sub>1</sub>, AAP și Aplp (numai pentru clasele 8 și 9).

Criteriul de precizie a angrenajului melcat cinematic este caracterizat prin complexul de indici de precizie (tab. 3, STAS 6461-61): Pc, Ecn și Ecl.

Criteriul de precizie a angrenajului melcat pentru transmiterea puterii este caracterizat prin complexul de indici de precizie (tab. 4, STAS 6461-61): Pc, AA, Apl și Ey.

În cazul când se aleg ca baze de măsurare suprafețe care nu corespund cu bazele de montare, erorile introduse prin aceasta trebuie compensate prin micșorarea toleranței de execuție.

Indicele care asigură jocul dintre dinți este As.

Precizia de execuție a angrenajelor melcate este determinată de clasa de precizie și de felul jocului dintre flancuri. De exemplu, angrenajul cinematic (reglabil) de clasa de precizie 5 și jocul minim dintre flancuri JC se notează astfel:

Reg 5—JC STAS 6461-61.

Angrenajul pentru transmiterea puterii (neregabil) de clasa de precizie 8 și jocul minim dintre flancuri JC se notează în felul următor:

8—JC STAS 6461-61.

## 11.5. TOLERANȚELE ANGRENAJELOR CU CREMALIERĂ

Angrenajele cu cremalieră sînt utilizate în scopul transformării mișcării de rotație în mișcare de translație sau invers.

Terminologia și simbolurile referitoare la erorile și abaterile elementelor cremalierelor și angrenajelor cu cremalieră, precum și valorile limită (toleranțele) ale acestor erori și abateri sînt stabilite prin STAS 7395-66. Prevederile acestui standard se aplică la angrenaje cu cremalieră și roți dințate metalice, cu dinți drepiți sau înclinați și modulul peste 1 pînă la 30 mm.

În figura 11.5 este prezentat desenul unei cremaliere, așa cum este definită prin STAS 7497-75.

Principalele elemente dimensionale ale cremalierei sînt următoarele:

- unghiul de înclinare al flancurilor ( $\alpha_0 = 20^\circ$ )
- pasul;
- înălțimea dintelui;
- înălțimea capului dintelui;
- înălțimea piciorului dintelui;
- raza de racordare la piciorul dintelui.

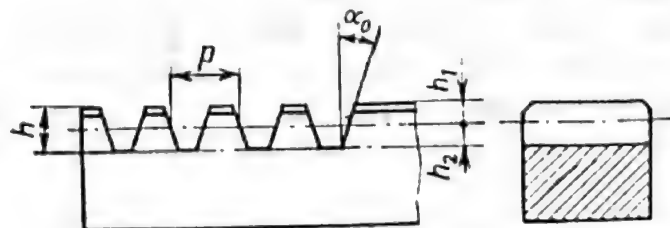


Fig. 11.5. Cremalieră.



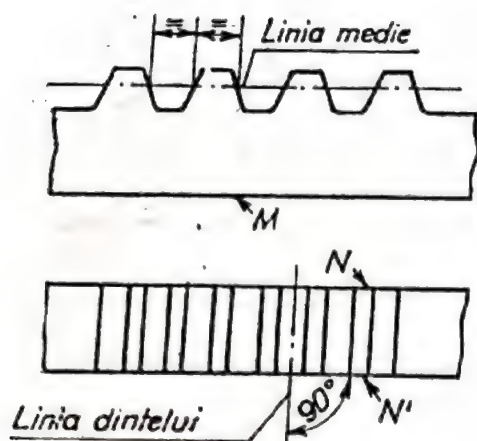


Fig. 11.6. Poziția danturii cremalierii în raport cu bazele constructive.

Poziția danturii cremalierii, respectiv poziția liniei medii (planului mediu) și direcția dinților este determinată în raport cu anumite baze constructive, cum ar fi, de exemplu, suprafața plană  $M$  opusă danturii și una din suprafețele laterale  $N$  sau  $N'$  (fig. 11.6).

Pentru angrenajele cu cremalieră sînt prevăzute 12 clase de precizie, notate, în ordinea descrescîndă a preciziei, cu cifre: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 și 12. Nu sînt standardizate toleranțele pentru clasele de precizie 1, 2, 3, 4, 11 și 12.

Fiecare clasă de precizie este determinată de următoarele criterii de precizie:

- criteriul de precizie cinematică a cremalierii și de funcționare lină în angrenaj;
- criteriul de contact dintre dinții cremalierii și ai roții conjugate.

**Criteriul de precizie cinematică** stabilește, pentru cremaliera care se verifică, eroarea maximă totală admisă a deplasării cremalierii în timpul rotirii roții conjugate și componentele ciclice (care se repetă de mai multe ori în timpul deplasării) ale acestei erori maxime totale, precum și elementele danturii și ale angrenajului care le determină.

**Criteriul de contact dintre dinți** stabilește precizia de execuție a flancurilor dinților prin raportul minim procentual dintre dimensiunile petei de contact și dimensiunile suprafeței utilizate a flancurilor, precum și elementele danturii și ale angrenajului ale căror erori determină forma și mărimea petei de contact.

Independent de clasa de precizie a cremalierii și a angrenajului cu cremalieră, se stabilește jocul dintre flancurile neactive precum și elementele danturii și angrenajului care determină acest joc. Jocul de bază dintre flancuri se consideră jocul normal minim, simbolizat prin JC (ajustaj liber), care asigură compensarea micșorării jocului dintre flancuri datorită încălzirii angrenajului la o diferență de temperatură de  $25^{\circ}\text{C}$  dintre carcasă și angrenaj, coeficienții de dilatare ai acestora fiind egali. Se admite alegerea, în locul jocului de bază JC, a altui joc între flancuri dintre următoarele: joc minim nul (ajustaj alunecător) JE, joc minim micșorat (ajustaj semiliber) JD și joc minim mărit (ajustaj larg) JA. Pentru poziția jocului dintre flancuri și a cîmpului de toleranță respectiv, vezi figura 11.2.

Precizia de execuție a cremalierelor este determinată de clasa de precizie și de felul jocului dintre flancuri.

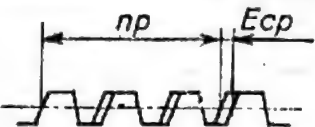
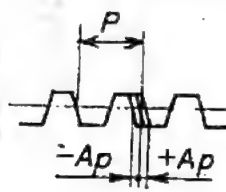
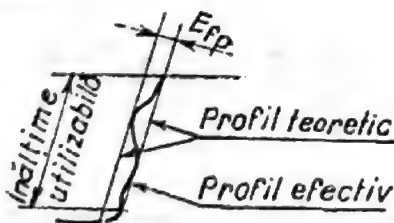
Notarea preciziei de execuție și a jocului dintre flancuri pentru cremaliere și angrenajele cu cremalieră se face la fel ca pentru celelalte tipuri de angrenaje.

În tabelul 11.8 sînt date termenii, simbolurile și noțiunile pentru erorile, abaterile și toleranțele elementelor cremalierelor și angrenajelor cu cremalieră.

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat prin anumite erori și abateri dintre cele indicate în tabelul 11.8. Aceste erori și abateri sînt denumite *indici de precizie*.


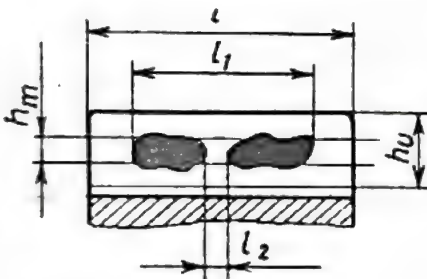
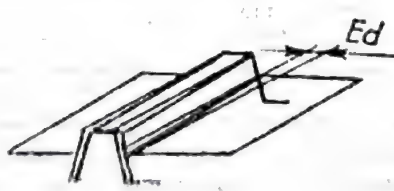
Criteriul de precizie cinematică și de funcționare lină este caracterizat prin următoarele complexe de indici de precizie (tab. 1 și 2, STAS 7395-66):

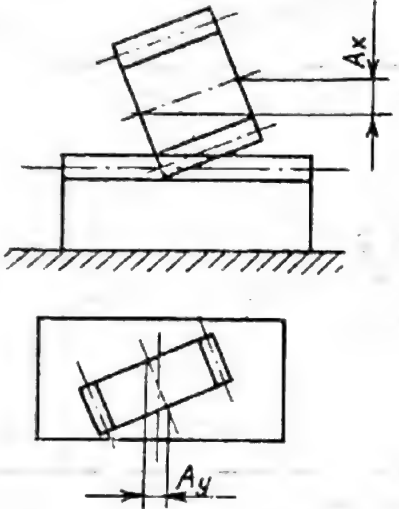

**Termeni, simboluri, noțiuni și definiții pentru erorile, abaterile și toleranțele  
elementelor cremalierelor și angrenajelor cu cremalieră**

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
1	<p>Eroarea cumulată de pas</p>  <p>Erorile cumulate limită de pas : — superioară — inferioară</p>	<p><math>E_{cp}</math></p> <p><math>E_{cp_s}</math> <math>E_{cp_i}</math></p>	<p>Diferența maximă dintre distanțele efectivă și nominală dintre două flancuri omoloage oarecari neînvecinate ale cremalierii, determinate la mijlocul înălțimii dintelui, pe o dreaptă paralelă cu bazele constructive.</p>
2	<p>Abaterrea pasului</p>  <p>Abaterile limită ale pasului — superioară — inferioară</p>	<p><math>A_p</math></p> <p><math>A_{p_s}</math> <math>A_{p_i}</math></p>	<p>Diferența dintre distanțele efectivă și nominală dintre două flancuri omoloage succesive ale cremalierii, determinată la mijlocul înălțimii dintelui, pe o dreaptă paralelă cu bazele constructive.</p>
3	<p>Eroarea formei profilului</p>  <p>Toleranța la forma profilului</p>	<p><math>E_{fp}</math></p> <p><math>T_{f_s}</math></p>	<p>Distanța măsurată pe normala dintre două profile teoretice ale dintelui, care limitează profilul efectiv în limitele profilului utilizabil.</p>



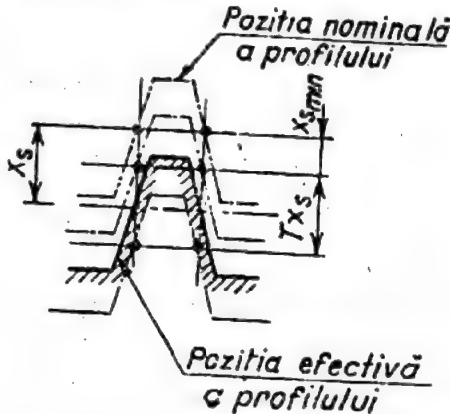
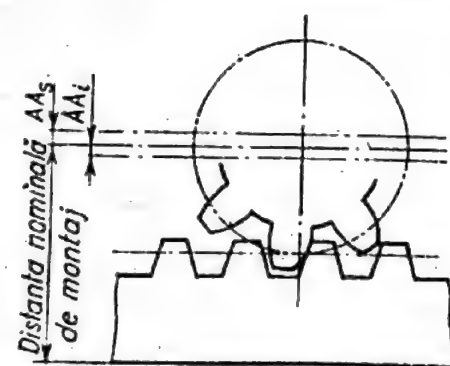
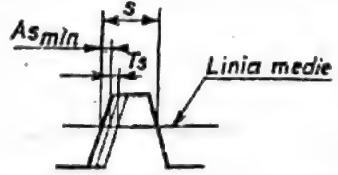
Tabelul 11.8 (continuare)

0	1	2	3
4	<p>Variația poziției profilului</p>  <p>Toleranța variației poziției profilului</p>	<p><math>V_x</math></p> <p><math>TV_x</math></p>	<p>Distanța maximă dintre pozițiile grosimilor efective egale ale dinților cremalieriei, măsurată perpendicular pe linia medie.</p>
5	<p>Pata de contact</p> 	<p><math>P_c</math></p>	<p>Porțiunea de pe flancul dintelui cremalieriei pe care se află urmele de contact cu flancurile dinților roții conjugate după funcționarea angrenajului cu o ușoară frinare. Se determină în procente prin dimensiunile relative ale petei :</p> <p>— în lungul dintelui, prin raportul dintre distanța punctelor extreme de contact (fără discontinuități) și lungimea dintelui :</p> $\frac{l_1 - l_2}{l} \cdot 100 \% ;$ <p>— în înălțimea dintelui, prin raportul dintre înălțimea medie a suprafeței de contact și înălțimea utilizată a dintelui :</p> $\frac{h_m}{h_u} \cdot 100 \% .$
6	<p>Eroarea direcției dintelui</p>  <p>Toleranța la direcția dintelui</p>	<p><math>E_d</math></p> <p><math>T_d</math></p>	<p>Distanța dintre două drepte, care, avînd direcția nominală a dintelui și fiind cuprinse într-un plan aflat la mijlocul înălțimii dintelui și paralel cu baza constructivă a cremalieriei, limitează linia efectivă a flancului pe lungimea lui activă.</p>

0	1	2	3
7	<p>Abateră de la paralelismul axei roții</p>  <p>Toleranța la paralelismul axei roții</p>	<p><math>Ax</math></p> <p><math>Ay</math></p> <p><math>Tx</math></p> <p><math>Ty</math></p>	<p>Neparalelismul dintre axa de rotație a roții și baza constructivă față de care se determină poziția liniei medii a cremalierii, măsurat pe lățimea activă a danturii roții și exprimat în unități liniare.</p> <p>Neparalelismul dintre axa de rotație a roții și perpendiculara pe baza constructivă față de care se determină direcția dinților cremalierii, măsurat pe lățimea activă a danturii roții și exprimat în unități liniare.</p>
8	<p>Jocul dintre flancuri</p>  <p>Jocul minim dintre flancuri</p>	<p><math>j</math></p> <p><math>j_{min}</math></p>	<p>Distanța minimă, în cursul angrenării, dintre flancurile neactive ale dinților cremalierii și roții conjugate, flancurile active fiind în contact.</p> <p>Jocul dintre flancuri permite o rotire liberă a roții dacă cremaliera este imobilizată.</p> <p>Jocul dintre flancuri minim prescris.</p>



Tabelul 11.8 (continuare)

0	1	2	3
9.	<p>Deplasarea suplimentară a profilului</p> <p>Deplasarea suplimentară minimă a profilului</p> <p>Toleranța la deplasarea suplimentară a profilului</p>  <p>Poziția nominală a profilului</p> <p>Poziția efectivă a profilului</p>	$x_s$ $x_{smin}$ $Tx_s$	<p>Diferența dintre distanțele efectivă și nominală de la grosimile nominale ale dinților la baza constructivă a cremalierii.</p> <p>Deplasarea minimă prescrisă pentru a asigura în angrenaj jocul minim dintre flancuri.</p>
10.	<p>Abaterile distanței de montaj</p> <p>Abaterile limită ale distanței de montaj:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— superioară</li> <li>— inferioară</li> </ul>  <p>Distanța nominală de montaj</p>	$AA$ $AA_s$ $AA_i$	<p>Diferența dintre distanțele efectivă și nominală în angrenajul montat, de la centrul roții dințate la baza constructivă a cremalierii.</p>
11.	<p>Abaterile grosimii dintelui</p> <p>Abaterile minime a grosimii dintelui</p> <p>Toleranța la grosimea dintelui</p>  <p>Linia medie</p>	$As$ $As_{min}$ $Ts$	<p>Diferența dintre grosimile efectivă și nominală ale dintelui cremalierii măsurată în planul median, perpendicular pe direcția dintelui.</p> <p>Abaterile minime a grosimii dintelui care asigură jocul minim dintre flancuri.</p>

Ecp, Ap și Efp — pentru clasele de precizie 5, 6 și 7; Vx — pentru clasele de precizie 8, 9 și 10.

Pentru criteriul de contact al dinților (tab. 3, STAS 7395-66), se alege indicele de precizie Pc (pata de contact) sau complexul de indici de precizie Ed (pentru cremalieră), Ax și Ay (pentru angrenaj).

Indicii de precizie care asigură jocul minim dintre flancuri (tab. 4 ... 6, STAS 7395-66) sînt x și AA (pentru angrenaje nereglabile).

## 11.6. MIJLOACE PENTRU CONTROLUL ROȚILOR ȘI ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE

Caracterizîndu-se printr-un profil complex al danturii și prin condiții funcționale specifice, controlul roților dințate este un proces foarte important, relativ complicat și destul de costisitor. În funcție de tipul roților și al angrenajului, de clasa de precizie prescrisă, ca și de felul indicilor de precizie care trebuie să fie determinați, controlul se execută cu mijloace mai precise sau mai puțin precise și se poate face fie diferențiat, adică pentru fiecare element dimensional sau indice de precizie în parte, fie complex, respectiv în angrenare cu o roată dințată etalon sau cu roata dințată conjugată. Controlul diferențiat se execută atît pe parcursul desfășurării procesului de prelucrare ca un control interoperațional (după operații mai importante), cît și în cadrul controlului final, cînd se controlează, de obicei, numai indicii de precizie indicați în STAS. Controlul complex se execută, aproape exclusiv, în cadrul controlului final de secție, unde se face și o apreciere globală a calității funcționale a roții și angrenajului.

Se recomandă ca măsurarea și controlul roților dințate să se facă în condiții cît mai apropiate de cele din exploatare, folosind ca bază de măsurare alezajul din butucul roții sau alte baze constructive și de prelucrare, care sînt, în același timp, și baze de funcționare. Acest lucru este, însă, posibil numai în cazul roților dințate cu diametrul pînă la aproximativ 400 mm și în cazul cremalierelor, pentru controlul cărora se pot folosi aparate staționare. În cazul roților cu diametre și module mari, controlul se face mai ales cu ajutorul aparatelor portabile, ceea ce duce la folosirea altor baze de măsurare decît cele de prelucrare și funcționale.

În cele ce urmează, vor fi prezentate cîteva dintre principalele metode și mijloace pentru controlul roților și angrenajelor cu roți dințate.

Controlul aspectului exterior al roților dințate și depistarea unor defecte grosolane de genul fisurilor, bavurilor etc. se face vizual, cu ochiul liber sau prin examinarea suprafețelor cu ajutorul lupelor cu grosimentul pînă la 5x.

Diametrul și forma geometrică a alezajului din butucul roții se controlează cu ajutorul unor mijloace universale (comparator de interior, optimetru orizontal etc. — în funcție de precizia necesară) în producția individuală și de serie mică sau cu ajutorul calibrelor limitative, în producția de serie mare.

Diametrul vîrfurilor dinților (diametrul exterior al roții) și lățimea roților (lungimea dinților) se măsoară, cînd este cazul, fie cu ajutorul mijloacelor universale de precizie relativ mică (șublere, micrometre etc.) în producția de serie mică, fie cu ajutorul calibrelor limitative în producția de serie mare.





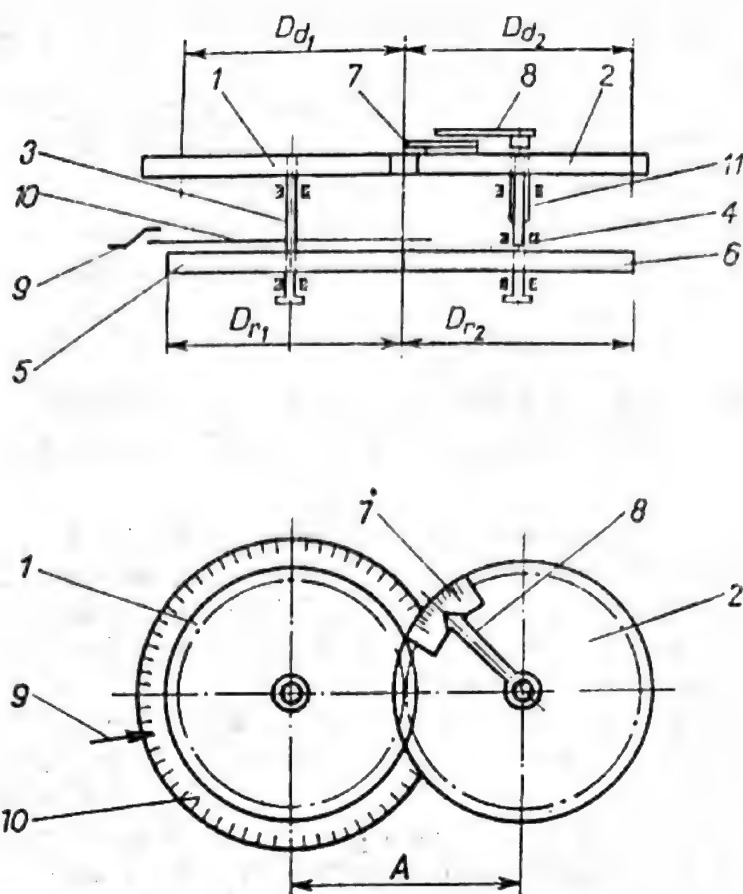


Fig. 11.7. Aparat pentru măsurarea erorii cinematice.

Eroarea cinematică se măsoară cu ajutorul aparatului prezentat în figura 11.7. Pe axurile 3 și 4, cu distanța între ele reglabilă, sînt montate cadranul gradat 10, discul de fricțiune 5, roata care se verifică 1, respectiv discul de fricțiune 6 și acul indicator 8. Roata etalon 2, care angrenează cu roata 1, este montată pe axul tubular 11, cu care se rotește liber pe axul 4. Aceeași roată etalon 2 poartă sectorul gradat 7. Discurile de fricțiune 5 și 6 trebuie să aibă diametre egale cu diametrele de divizare  $D_{d1}$  și  $D_{d2}$  ale roții de controlat 1 și respectiv roții etalon 2, iar acestea să aibă același număr de dinți. Reglarea aparatului se face aducînd sectorul gradat 7 astfel, ca acul indicator 8 să se găsească în dreptul reperului din mijloc; în același timp se marchează reperul de pe cadranul gradat 10 care se află în dreptul indicelui fix 9. Urmează rotirea cu  $360^\circ$ , manuală sau mecanică, a roții 1, frînînd ușor roata-etalon 2 pentru ca angrenarea să aibă loc pe un singur flanc. Diferența dintre unghiul de rotire al roții care se verifică 1 și unghiul de rotire al roții-etalon se citește pe sectorul gradat 7 în funcție de poziția acului indicator 8. La controlul în producția de serie, pe sectorul gradat 7 se montează doi indici de toleranță, față de care se urmărește poziția acului 8.

Instalațiile mai noi pentru controlul erorii cinematice sînt prevăzute cu mecanisme de înregistrare a erorii sub formă de diagramă.

Cu ajutorul aparatului din figura 11.7 sau al altor aparate și instalații de același gen se poate determina și eroarea cíclică ca media amplitudinilor oscilațiilor erorii cinematice în limitele unei rotații complete a roții. Pentru

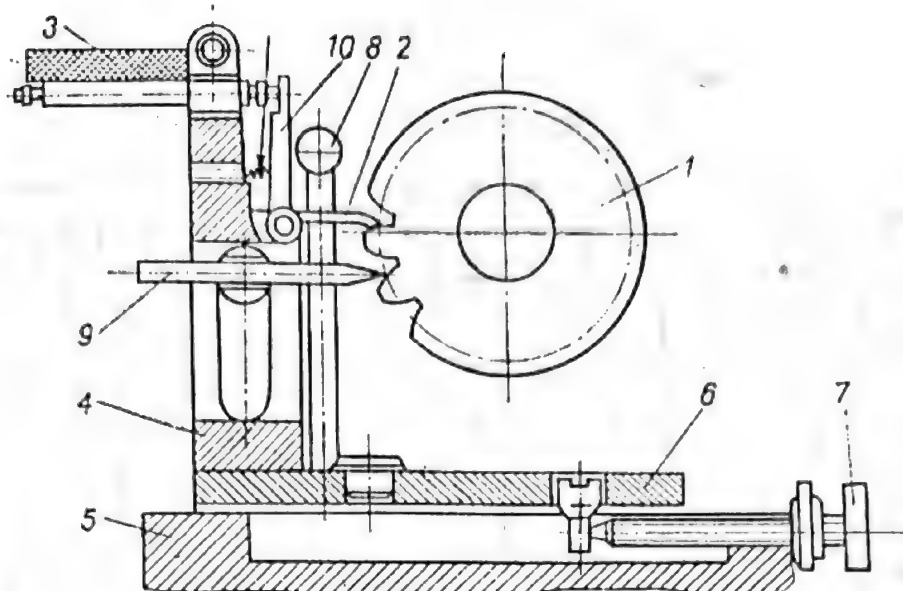


Fig. 11.8. Pasmtru staționar.

aceasta, aparatul trebuie să fie prevăzut cu un mecanism de amplificare a amplitudinilor oscilațiilor erorii cinematice la fiecare dinte.

Variația pasului circular și eroarea cumulată de pas se determină fie cu ajutorul unor aparate sau instalații optice, prin metoda colimației sau autocolimației (măsurări unghiulare), fie cu ajutorul așa-numitelor pasmetre staționare sau portative.

În figura 11.8 este prezentată schema unui *pasmtru staționar*, la care baza de măsurare o constituie axa alezajului roții de verificat. Roata care se verifică 1 se fixează, prin intermediul unui dorn de centrare, în virfurile a două pinole montate pe batiul 5. Corpul-suport 4, pe care se găsesc: palpatorul fix 9, palpatorul oscilant 2 cu pîrghia 10 și comparatorul 3, este montat pe sania ghidată 6. Aceasta poate fi apropiată sau îndepărtată de roată cu ajutorul manivelei 8. Șurubul 7 servește la reglarea poziției saniei 6, corespunzătoare contactului palpatorului fix 9 cu profilul dintelui la jumătatea înălțimii acestuia. Reglarea la zero a aparatului și a comparatorului 3 (de obicei, un ortotest) se face după un pas oarecare. Operația de măsurare, care constă din: retragerea saniei 6, rotirea roții cu un dinte, aducerea saniei în poziția de măsurare (la contactul palpatoarelor 2 și 9 cu flancurile omoloage a doi dinți succesivi) și citirea abaterii efective a pasului pe cadranul comparatorului 3, se repetă pentru toți pașii roții dințate. În felul acesta se obțin așa-numitele erori individuale de pas, care se trec într-un tabel (tab. 11.9). În același tabel se trec erorile parțiale față de media aritmetică a erorilor individuale și apoi abaterea cumulată de pas prin însumarea algebrică succesivă a erorilor față de media aritmetică menționată. Diferența algebrică a valorilor limită din șirul erorilor cumulate reprezintă tocmai eroarea maximă cumulată



Calculul erorii cumulate de pas

Felul erorilor de pas	Numărul de ordine al dinților																	
	1 2	2 3	3 4	4 5	5 6	6 7	7 8	8 9	9 10	10 11	11 12	12 13	13 14	14 15	15 16	16 17	17 18	18 1
Erori individuale, $\mu\text{m}$	0	+2	-2	-4	+1	+5	+8	+6	+2	-2	-6	-4	-5	-8	-10	-6	+3	+2
Erori parțiale față de media erorilor individuale, $\mu\text{m}$	+1	+3	-1	-3	+2	+6	+9	+7	+3	-1	-5	-3	-4	-7	-9	-5	+4	+3
Erori cumulate de pas, $\mu\text{m}$	+1	+4	+3	0	+2	+8	+17	+24	+27	+26	+21	+18	+14	+7	-2	-7	-3	0

— Media erorilor individuale este egală cu suma erorilor individuale pozitive plus suma erorilor individuale negative, împărțită la numărul pașilor (dinților), adică :

$$\frac{29-47}{18} = \frac{18}{18} = -1 \mu\text{m}.$$

— Eroarea maximă cumulată de pas :  $E_{cp} = +27 - (-7) = 34 \mu\text{m}$

de pas  $E_{cp}$ . Cu datele din tabelul 11.9 se pot constitui diagrama erorilor individuale de pas (fig. 11.9, a) și diagrama erorilor cumulate de pas (fig. 11.9, b).

În figura 11.10 este prezentată schema unui *pasmtru portabil* pentru măsurarea erorii variației pasului de bază la roți dințate de diametre mari. Palpatorul oscilant 1 (care poate fi deplasat cu ajutorul șurubului 3 și care acționează asupra palpatorului comparatorului 2) și palpatorul fix 4 sînt puși în contact cu flancurile omoloage a doi dinți consecutivi ai roții dințate ce se controlează. Planitatea și paralelismul suprafețelor active ale palpatoarelor 1 și 4 asigură contactul lor în punctele de pe normala comună a flancurilor dinților, care este tangentă la cercul de bază. Opritorul fix 5, care poate fi reglat cu ajutorul șurubului 6, servește la orientarea și așezarea aparatului pe roata dințată. Reglarea pasmetrului se face fie cu ajutorul calelor plan-

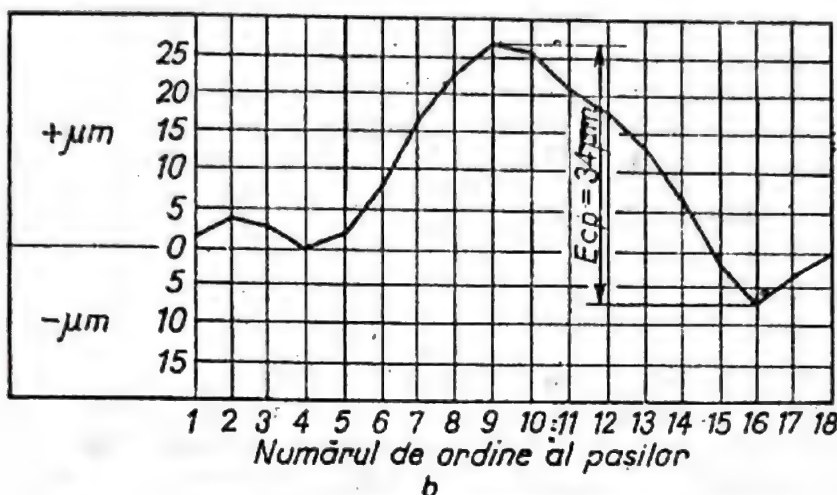
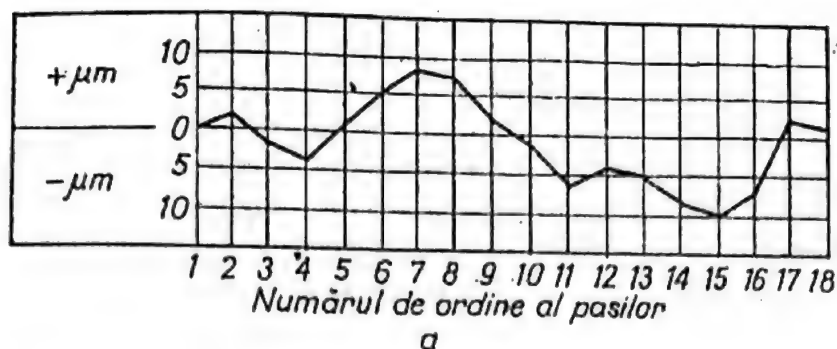


Fig. 11.9. Eroarea cumulată de pas.

a — diagrama erorilor individuale; b — diagrama erorii cumulate.

paralele (la valoarea nominală a pasului de bază), fie după pasul de bază al unei perechi de dinți succesivi oarecare.

Lungimea (cota) peste dinți  $L_n$  se poate măsura cu ajutorul: șublerului de exterior (cu precizia de 0,02 mm), micrometrului obișnuit cu talere (fig. 11.11),

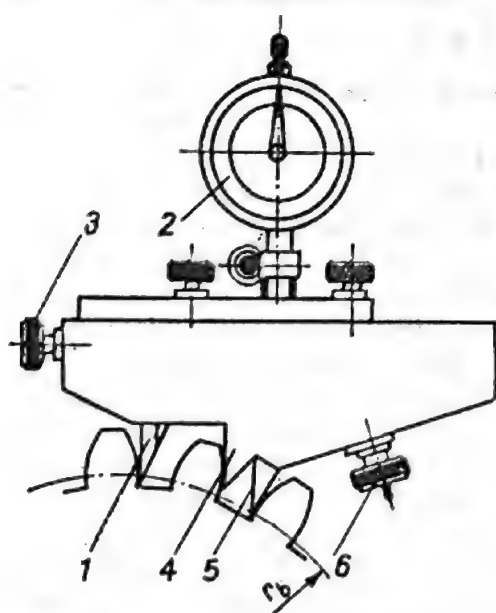


Fig. 11.10. Pasmtru portabil.

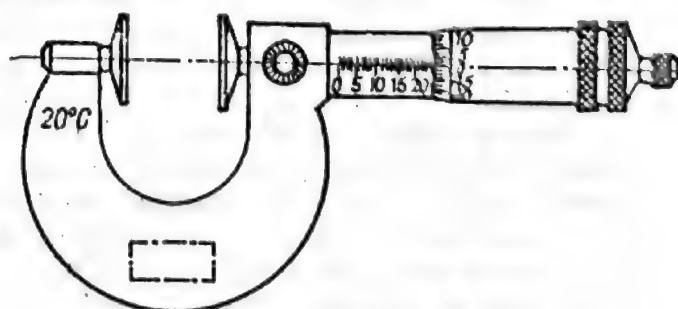


Fig. 11.11. Micrometru cu talere.



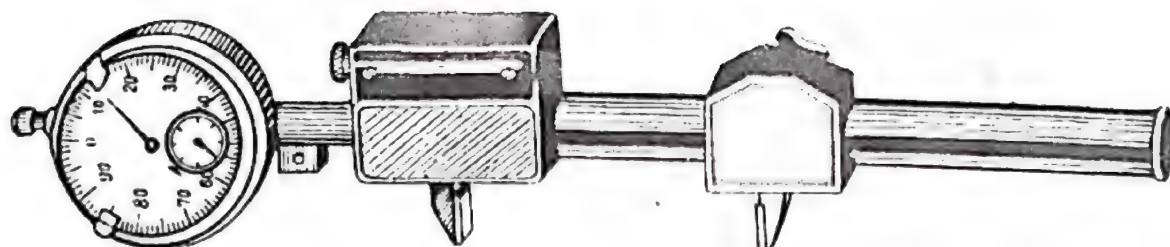


Fig. 11.12. Dispozitiv cu comparator pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți.

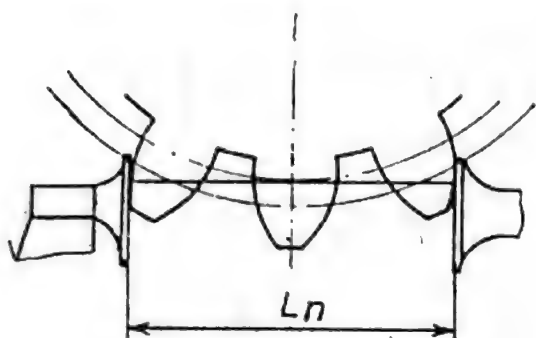


Fig. 11.13. Schema de măsurare a lungimii (cotei) peste dinți.

micrometrului cu pîrghie și cu talere, dispozitivelor cu comparator (fig. 11.12) etc., după schema prezentată în figura 11.13. După cum se vede, lungimea peste dinți este normala comună la două flancuri antiomoloage peste un număr  $n$  de dinți, în funcție de numărul  $z$  de dinți ai roții care se verifică (v. fig. 11.13 și tab. 11.10). Această normală comună este tangentă la cercul de bază. Numărul

Tabelul 11.10

Numărul  $n$  de dinți în funcție de numărul total  $z$  de dinți ai roții

$z$	12–18	19–27	28–36	37–45	46–54	55–63	64–72	73–81	82–90	91–99	100–110
$n$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

$n$  de dinți peste care se măsoară cota  $L_n$  este calculat astfel, încît punctele de contact ale talerelor aparatului cu flancurile dinților să se găsească cît mai aproape de cercul de divizare, unde profilul are cele mai mici abateri. După determinarea valorii nominale a lungimii  $L_n$  și măsurarea valorilor efective  $L_{n_{ef}}$  pentru toți dinții roții, se calculează abaterile efective ale lungimii (cotei) peste dinți prin diferența  $L_{n_{ef}} - L_{n_{nom}}$ . Variația distanței (cotei) peste dinți, calculată ca diferența dintre valorile efective limită sau abaterile efective limită ale lungimii (cotei) peste dinți, se compară cu toleranța prescrisă  $TL_n$ .

Bătaia radială  $br$  se măsoară fie cu ajutorul unor aparate universale pentru controlul roților dințate, fie cu ajutorul unor aparate speciale (numai pentru bătaia radială). În figura 11.14,  $a$  este prezentată schema de măsurare a bătaii radiale la o roată dințată cilindrică, cu ajutorul unui astfel de aparat special, care se reglează la zero cu un dorn de un anumit diametru ( $d_{dorn}$ ) și cu o cală sau un bloc de cale cu dimensiunea  $L$ . Palpatorul de contact poate avea forme diferite. Măsurarea se face pe întregul contur al roții (pe toți dinții

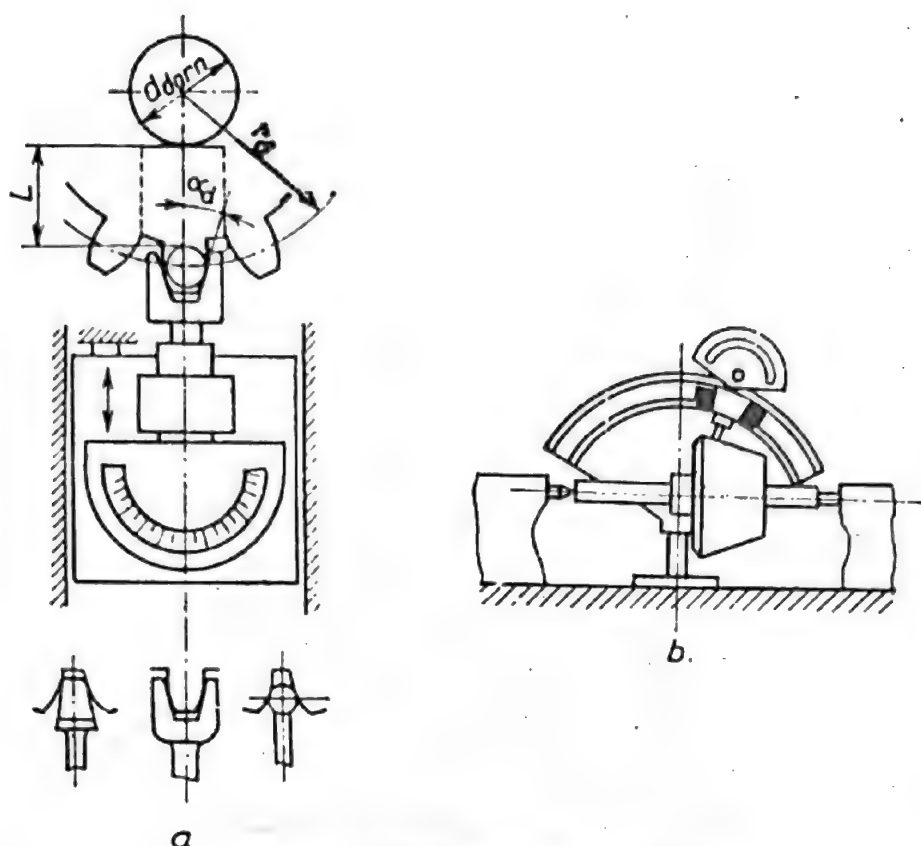


Fig. 11.14. Măsurarea bătaii radiale :

*a* — la roți dințate cilindrice; *b* — la roți dințate conice.

sau toate golurile dintre dinți). Bătaia radială a roții este egală cu diferența dintre indicațiile limită ale comparatorului. În figura 11.14, *b* este dată schema de măsurare a bătaii radiale la o roată dințată conică.

Deplasarea suplimentară a profilului dintelui  $x$ , se poate măsura fie indirect, prin calcul pe baza măsurării lungimii (cotei) peste dinți sau prin măsurarea grosimii dintelui, fie direct în raport cu axa roții sau în raport cu cercul exterior.

În primul caz, abaterea deplasării suplimentare a profilului  $Ax$ , se calculează cu relația :

$$Ax_s = \frac{VLn}{s \cdot \sin \alpha_d},$$

În care :  $VLn$  este variația distanței (cotei) peste dinți, în mm ;

$\alpha_d$  — unghiul de angrenare.

Pentru  $\alpha_d = 20^\circ$ , se obține :

$$Ax_s = 1,462 VLn.$$

Grosimea dintelui se măsoară, în mod obișnuit, cu ajutorul șublerului pentru roți dințate sau al micrometrului optic.

Șublerul pentru roți dințate (fig. 11.15) este format din echerul 1 cu o riglă milimetrică verticală și una orizontală și terminat cu falca 7, cursorul orizontal 2 cu vernier de 0,02 mm și cu falca 8, cursorul vertical 3 cu vernier de 0,02 mm și cu limitatorul de înălțime 4, cursoarele de reglare fină 5 și șuruburile de blocare 6. Ca bază de măsurare se folosește vârful dintelui, pe care se așază limitatorul de înălțime 4. Înălțimea  $A$  a limitatorului (respectiv distanța de la



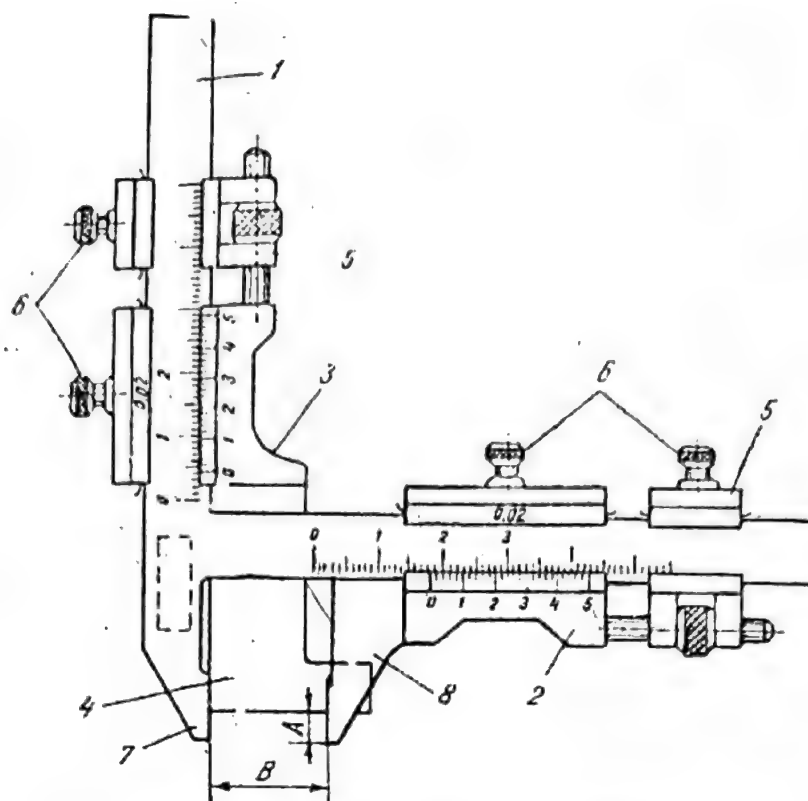


Fig. 11.15. Șubler pentru roți dințate.

suprafața inferioară a limitatorului la vîrfurile ciocurilor 7 și 8), calculată în prealabil, se fixează pe rigla și vernierul vertical 3. Dimensiunea  $B$  a corzii, respectiv grosimea dintelui pe coarda constantă se determină prin măsurare: așezînd șublerul cu limitatorul pe vîrfurile dintelui și realizînd contactul dintre ciocurile 7 și 8 și flancurile dintelui, măsurarea se execută pe toți dinții roții de controlat.

*Micrometrul optic* (fig. 11.16, a) este construit și funcționează pe același principiu ca și șublerul pentru roți dințate. Limitatorul de înălțime și fălcile de măsurare au, în timpul controlului, poziția prezentată în schema din figura 11.16, b. În ocularul sistemului optic al micrometrului se văd două scări gradate cu valoarea diviziunii de 0,02 mm (fig 11.16, c): o scară verticală pentru reglarea poziției limitatorului de înălțime și o scară orizontală pe care se citește grosimea dintelui după realizarea contactului dintre fălci și flancurile dintelui.

La măsurarea indirectă a deplasării suplimentare a profilului prin măsurarea grosimii dinților, între abaterea deplasării suplimentare a profilului  $\Delta x$ , și abaterea grosimii dintelui  $\Delta h$  există relația :

$$\Delta x_s = \Delta h \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha_{d0}$$

iar pentru  $\alpha_d = 20^\circ$ ,

$$\Delta x_s = 0,73 \Delta h.$$

Măsurarea deplasării suplimentare a profilului, folosind ca bază de măsurare axa roții, se face (fig. 11.17) cu ajutorul unui comparator 1, fixat într-un suport și prevăzut cu palpatorul 2 în formă de prismă. Palpatorul se aduce în

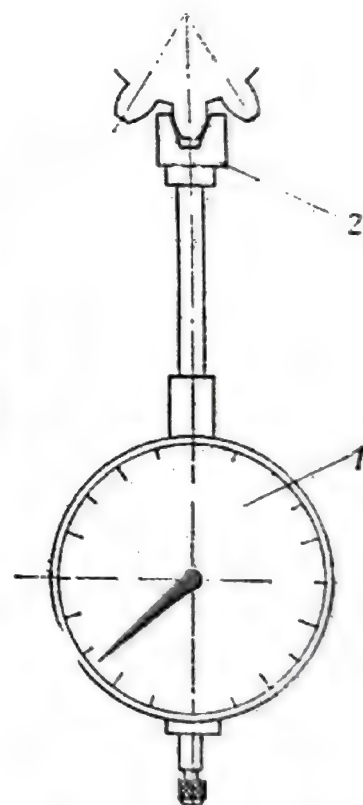
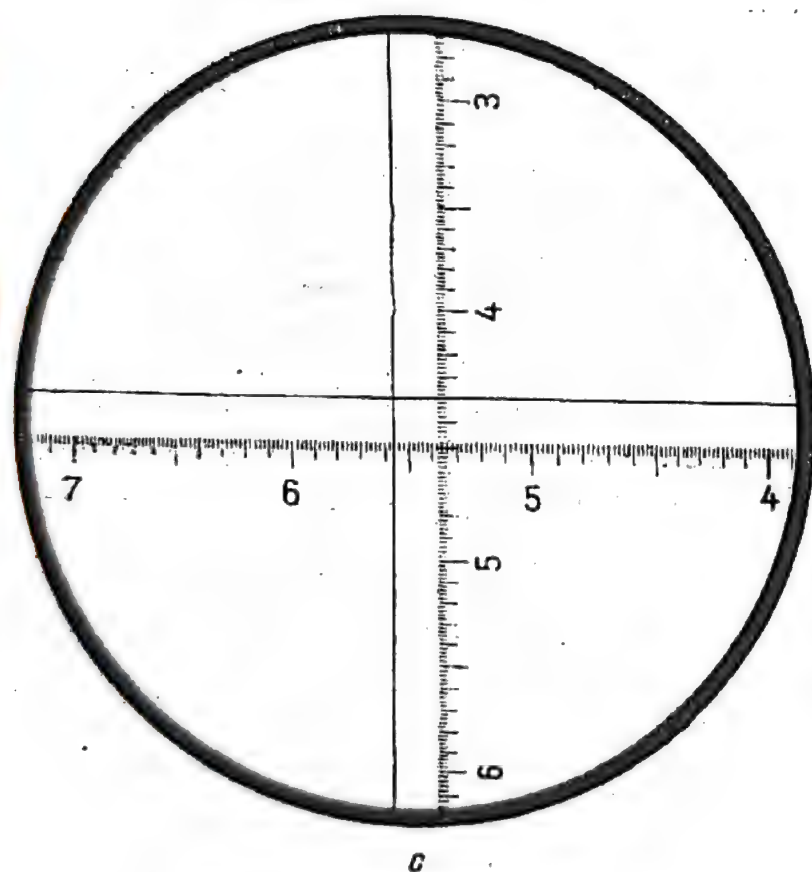
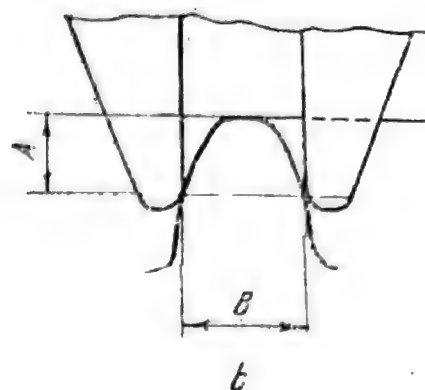
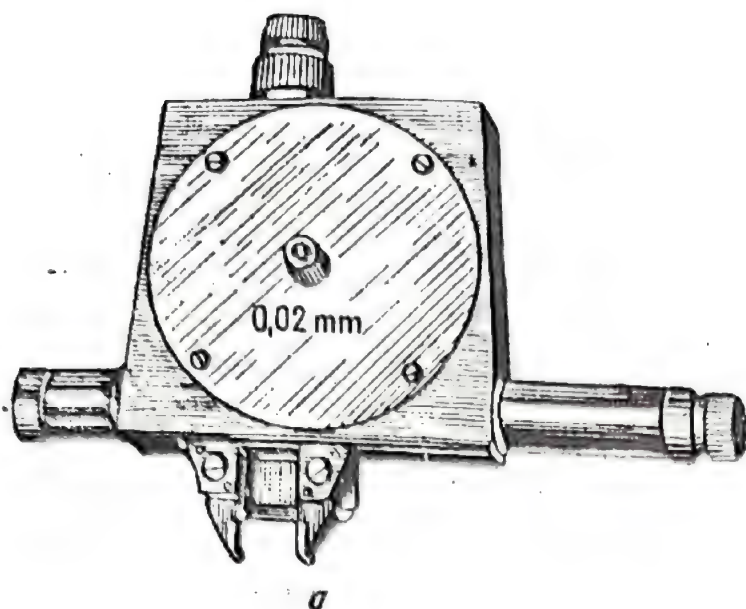


Fig. 11.16. Micrometru optic.

Fig. 11.17. Măsurarea deplasării suplimentare a profilului.

contact cu cîte un dinte al roții (aceasta fiind montată pe un dorn și centrată între vîrfuri) și pe cadranul comparatorului se citesc abaterile. Aparatul se reglează la zero cu ajutorul unei roți etalon avînd profilul nedeplasat sau cu ajutorul unei role speciale.



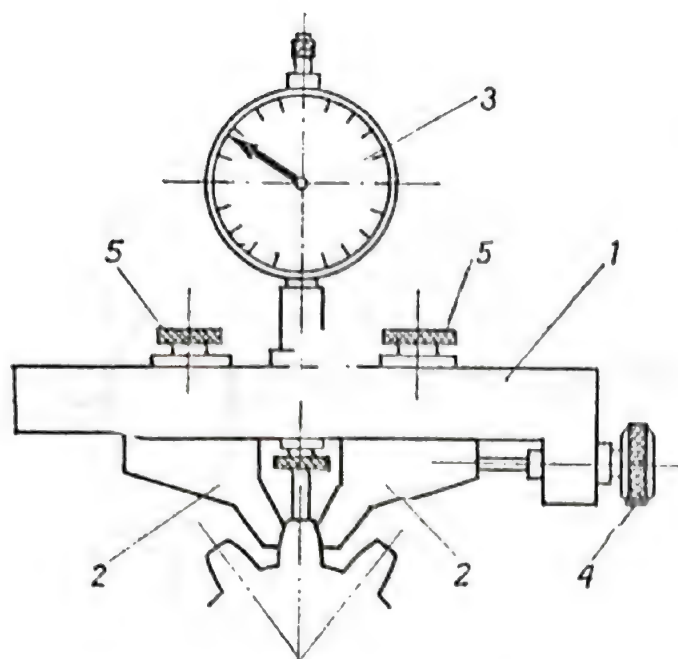


Fig. 11.18. Aparat tangențial.

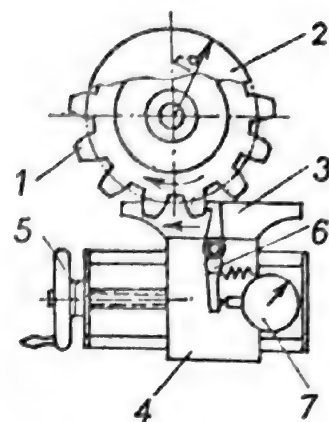


Fig. 11.19. Evolventmetru cu discuri schimbabile.

Determinarea deplasării suplimentare a profilului în raport cu virful dintelui se face cu ajutorul așa-numitului *aparat tangențial* (fig. 11.18). El este constituit din corpul 1, fălcile 2 (ale căror suprafețe active sînt înclinate, fiecare, cu  $20^\circ$ ) și comparatorul 3. Fălcile 2 se pot deplasa simultan în direcții opuse cu ajutorul șurubului 4 și se pot bloca într-o anumită poziție cu ajutorul șuruburilor 5. Reglarea la zero a comparatorului 3 se face cu ajutorul unor role speciale, cu diferite diametre pentru diferite game de module.

Eroarea formei profilului  $E/p$  se poate controla cu ajutorul evolventmetrelor, al șabloanelor, al proiecteurului de profile și chiar al microscopului universal de măsurare.

*Evolventmetrele* sînt de două feluri: cu discuri schimbabile și universale.

Schema de principiu a evolventmetrului cu discuri schimbabile este prezentată în figura 11.19. Pe același ax (dorn) sînt fixate roata 1 care se controlează și discul 2 al cărui diametru este egal cu diametrul cercului de bază al roții 1. Discul 2 se află în contact (cu o oarecare apăsare) cu masa 3 și se rotește fără alunecare prin deplasarea rectilinie a mesei și a căruciorului 4. Acesta din urmă este pus în mișcare prin acționare cu roata de mîină, 5. Un capăt al pîrghiei cu brațe neegale 6 (fixată prin articulație pe căruciorul 4) face contact cu flancul unui dinte, iar celălalt capăt se află în contact cu palpatorul comparatorului 7. Prin deplasarea liniară a căruciorului 4 cu masa 3 și, în același timp, rotirea discului 2, respectiv a roții 1, contactul dintre capătul pîrghiei 6 și flancul dintelui se deplasează de la piciorul spre capătul dintelui sau invers. Abaterile în profilul dintelui sînt transmise de pîrghia 6 la comparatorul 7. Aparatul poate fi prevăzut și cu un mecanism de înregistrare, care descrie pe o bandă curba reprezentînd profilul la scară mărită. Utilizarea evolventmetrului cu discuri schimbabile este convenabilă, din motive ușor de înțeles, numai în producția de serie.

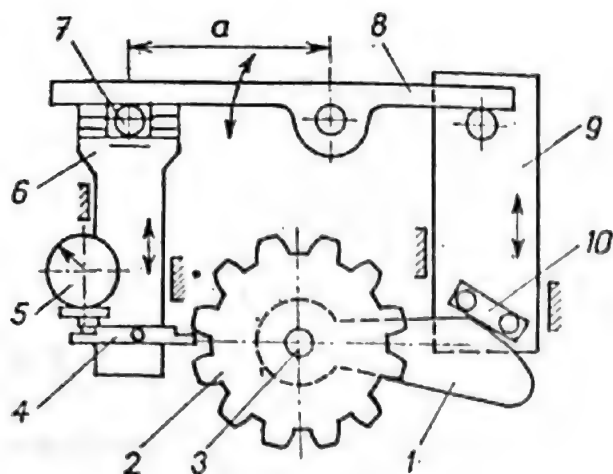


Fig. 11.20. Evolventmetru universal cu camă și pîrghie.

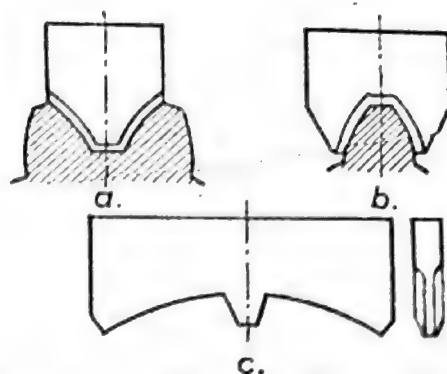


Fig. 11.21. Șabloane de formă.

Evolventmetrele universale pot fi, din punct de vedere constructiv și al principiului de funcționare, de mai multe tipuri: cu disc și pîrghie, cu disc și pană, cu camă și pîrghie.

În figura 11.20 este prezentată schema evolventmetrului universal cu camă și pîrghie. Roata care se verifică 2 și cama 1 sînt fixate pe același ax 3 și se pot roti simultan. Prin rotire, cama 1 apasă asupra plăcuței 10 și imprimă culisei 9 o mișcare rectilinie proporțională cu unghiul de rotație al axului 3 și roții 2. Mișcarea se transmite mai departe, prin pîrghia cu brațe neegale 8, la căruciorul 6, pe care se află pîrghia oscilantă 4 și comparatorul 5. Prin contactul cu flancul dintelui de la bază spre vîrf (sau invers), pîrghia 4 transmite abaterile profilului la comparatorul 5. Poziția căruciorului 6 se reglează, în prealabil (prin deplasarea pe rola 7 spre sau dinspre axul 3), la o distanță  $a$  de centrul de rotație al pîrghiei 8, prin care viteza de deplasare a lui este egală cu viteza de rotație a cercului de bază al roții 2.

Șabloanele de formă, cu ajutorul cărora se poate face o verificare rapidă și comodă, se folosesc în producția de serie mare și de masă și se execută, de obicei, din tablă de oțel. În funcție de condiții și de necesități, cu șabloanele se verifică profilul integral al golului dintre dinți (fig. 11.21, a), profilul integral al dintelui (fig. 11.21, b) sau numai profilul unui flanc (dreapta și stînga) al dintelui (fig. 11.21, c). Întrucît nu permit decît o apreciere aproximativă a formei profilului, șabloanele se folosesc mai mult la verificarea roților dințate cu module mari și de precizie nu prea înaltă.

Controlul profilului dinților cu ajutorul *proiectorului de profile* se face, de regulă, numai pentru roțile cu modul mic. Roata de verificat se așază pe masa aparatului și poziția ei se reglează prin deplasarea și rotirea mesei în plan orizontal, pînă cînd imaginea proiectată a conturului roții se suprapune cu profilul teoretic desenat la scară (după caz, 10 : 1 sau 20 : 1) pe o foaie de calc. Abaterile profilului se determină pe baza citirii indicațiilor micrometrelor de deplasare a mesei sau chiar prin măsurarea, direct pe ecran, a necoincidenței profilurilor și împărțirea valorii respective la scara de mărire.

În cazul utilizării microscopului universal, se măsoară coordonatele mai multor puncte de pe flancul dintelui și pe baza acestora se desenează, la o scară mărită (după caz, 2 : 1 sau 5 : 1), profilul real al flancului. Pe același desen se trasează evolventele teoretice care încadrează profilul real, apoi,



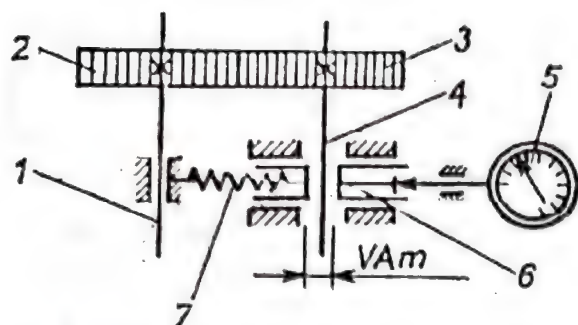


Fig. 11.22. Aparat pentru măsurarea variației distanței de măsurat dintre axe.

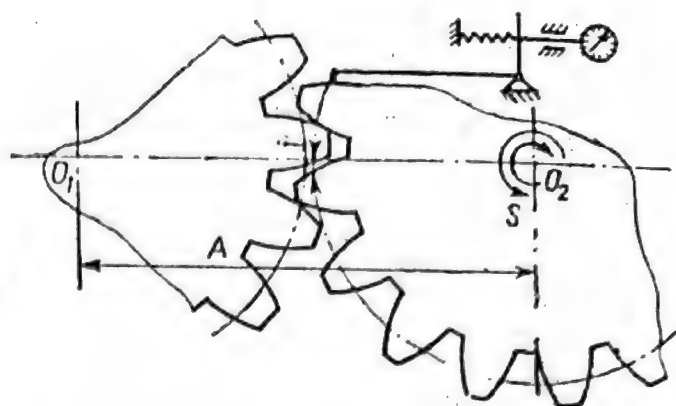


Fig. 11.23. Măsurarea jocului dintre flancurile dinților.

prin măsurarea (pe normală) a distanței dintre cele două evolvente, se determină valoarea erorii formei profilului.

Variația distanței de măsurat dintre axe  $VAm$  se poate afla cu ajutorul aparatului prezentat schematic în figura 11.22. Pe axul 1 se montează roata care se verifică 2, iar pe axul 4, montat în culisa deplasabilă 6, se fixează roata etalon 3. Arcul 7 trage culisa 6 spre axul 1, în scopul asigurării angrenării fără joc între roțile 2 și 3. Variația distanței dintre axe, la o rotație completă a roții care se verifică, se transmite la comparatorul 5. Aparatele moderne sînt prevăzute și cu mecanisme de înregistrare amplificată, care dau automat graficul variației distanței de măsurat dintre axe.

Jocul dintre flancurile neactive  $j$  se poate măsura conform schemei din figura 11.23. Roțile pereche se montează și angrenează în condiții apropiate celor din exploatare. Un palpator articulat sau chiar direct palpatorul unui comparator se aduce în contact cu flancul dintelui unei roți, iar cealaltă roată se blochează. Primei roți  $i$  se imprimă o mișcare de rotație într-un sens și în celălalt. Diferența dintre indicațiile limită ale comparatorului reprezintă jocul dintre flancurile a doi dinți. Operația se repetă la toți dinții pentru a determina  $j_{max}$  și  $j_{min}$ .

Pasul axial al meleilor se poate măsura cu ajutorul aparatului prezentat în figura 11.24. Melcul de măsurat 1 se prinde între vîrfuri și rămîne în poziție fixă. Instalația de măsurare, formată din pîrghia-palpator 3 și comparatorul 5, este montată pe căruciorul 2, care se poate deplasa transversal și longitudinal pe ghidajele aparatului. Pentru efectuarea măsurării, capătul pîrghiei 3 se aduce în contact cu flancul spirei melcului, aproximativ la jumătatea înălți-

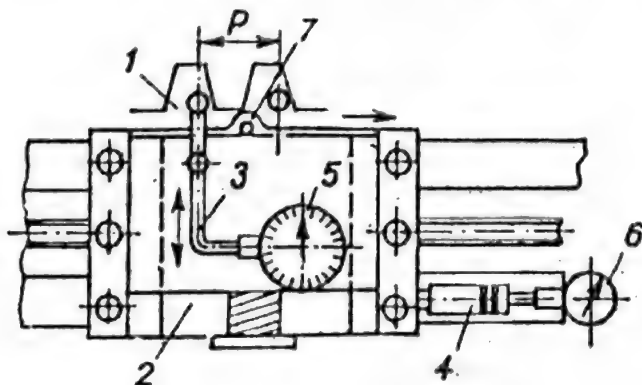


Fig. 11.24. Aparat pentru măsurarea pasului axial al melcilor.

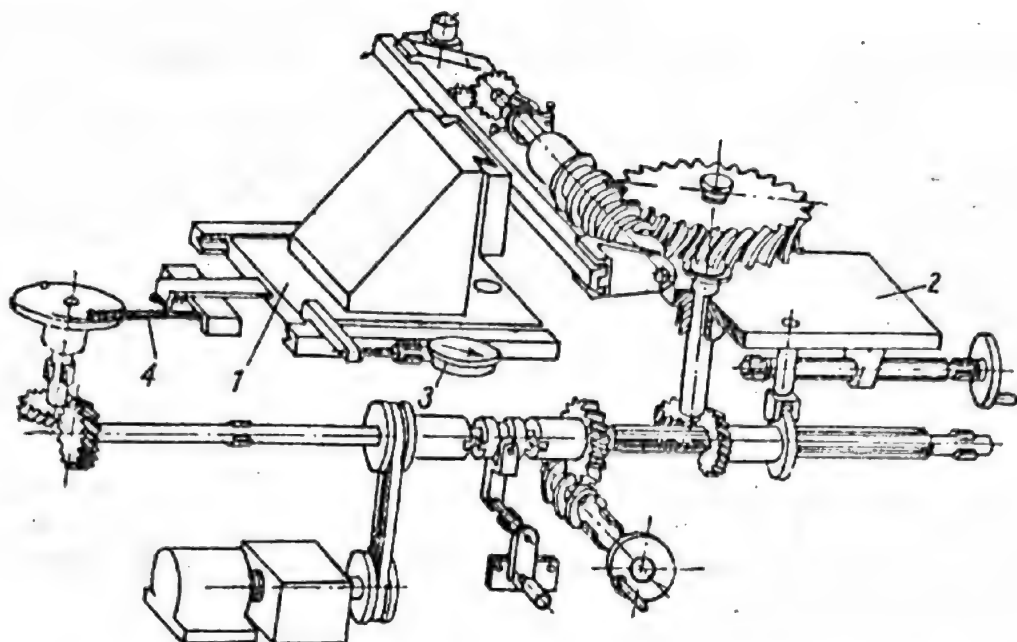


Fig. 11.25. Aparat pentru verificarea complexă a elementelor angrenajului melc-roată melcată.

mii acesteia, după care comparatoarele 5 și 6, se reglează la zero. Urmează deplasarea transversală de ieșire a căruciorului 2, apoi deplasarea longitudinală pe distanța de unul sau mai mulți pași, stabilită cu ajutorul blocului de cale plan-paralele 4. Printr-o deplasare transversală de revenire (limitată de opritorul 7), capătul palpator al pîrghiei 3 se aduce în contact cu flancul corespunzător al spirei și pe cadranul comparatorului 5 se citește abaterea (în plus sau în minus) pentru numărul respectiv de pași.

Verificarea complexă se poate face cu ajutorul aparatului prezentat mai înainte în figura 11.22 — pentru roți dințate cilindrice sau cu ajutorul aparatului prezentat în figura 11.25 — pentru melci și roți melcate. La acestea din urmă, melcul se fixează în suportul căruciorului mobil 1, iar roata melcată se montează pe dornul căruciorului fix 2. Una din cele două piese în angrenare se verifică, iar cealaltă constituie piesa pereche etalon. Deplasările căruciorului mobil 1 în timpul rotirii pieselor din angrenajul supus verificării se transmit la comparatorul 3 și la mecanismul de înregistrare 4. De menționat că acest aparat poate fi folosit și pentru verificarea complexă a roților dințate cilindrice și conice, fiind prevăzut, în acest scop, cu o serie de accesorii (suporturi) suplimentare.

În figura 11.26 este prezentat un aparat pentru verificarea complexă a roților conice, care lucrează pe același principiu. Roata care se verifică este

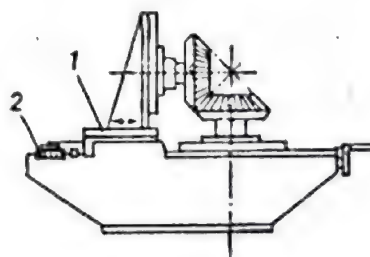


Fig. 11.26. Aparat pentru verificarea complexă a roților dințate conice.



montată pe dornul căruciorului fix, iar roata etalon pe dornul căruciorului mobil 1. Deplasările acestuia în timpul rotirii roților se transmit la comparatorul 2 (eventual și la un mecanism de înregistrare).

Pata de contact se verifică cu vopsea. Pentru acest scop, pe flancurile dinților roții etalon se aplică un strat subțire de vopsea (de obicei, albastră), apoi roțile sînt angrenate în condiții apropiate de cele din exploatare și se rotesc, într-un sens și în celălalt, frînînd ușor una din roți. Roata care este supusă verificării se demontează și petele de vopsea de pe flancurile dinților se copiază pe o hîrtie de filtru, după care se stabilesc, în procente, dimensiunile lor (v. tab. 11.2 — poz. 11, tab. 11.5 — poz. 9, tab. 11.7 — poz. 18 și tab. 11.8 — poz. 5). În funcție de precizia roților dințate verificate, suprafața petei de contact trebuie să constituie între 50 și 75% din suprafața nominală a flancului dintelui.

În multe cazuri, mai ales la verificarea melcilor și roților melcate, verificarea cu vopsea a petei (suprafeței) de contact înlocuiește, cu succes, măsurarea, în general complicată, a unor parametri, cum ar fi: profilul, direcția dintelui, grosimea dintelui etc.

## TOLERANȚELE, AJUSTAJELE ȘI CONTROLUL ASAMBLĂRILOR CU PENE ȘI CANELURI

Asamblările cu pene și asamblările cu caneluri servesc la fixarea pe arbori a diferitelor tipuri de piese ca: roți dințate, roți de curea, volanți, manete etc., în scopul transmiterii de momente de răsucire sau de rotație mai mici (în cazul asamblărilor cu pene) ori mai mari (în cazul asamblărilor cu caneluri), precum și în scopul asigurării unei centrări precise (la asamblările cu caneluri).

### 12.1. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU PENE

Dintre tipurile de pene standardizate, cel mai des folosite sînt penele paralele și penele disc care au doar rolul de a antrena și de a transmite mișcarea de la butuc la arbore sau invers.

În figura 12.1 este prezentată o asamblare butuc—pană paralelă—arbore, iar în figura 12.2 este prezentată o asamblare butuc—pană disc—arbore. În ambele figuri sînt indicate și principalele elemente dimensionale. După cum se poate vedea, dimensiunile  $t_1$  (adîncimea canelului de pană din arbore) și  $t_2$  (adîncimea canelului de pană din butuc) trebuie să depășească împreună înălți-

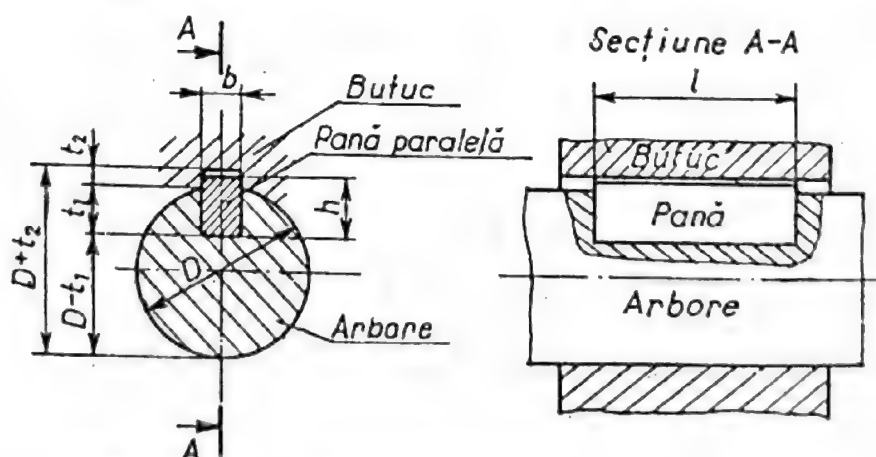


Fig. 12.1. Asamblare butuc-pană paralelă-arbore.



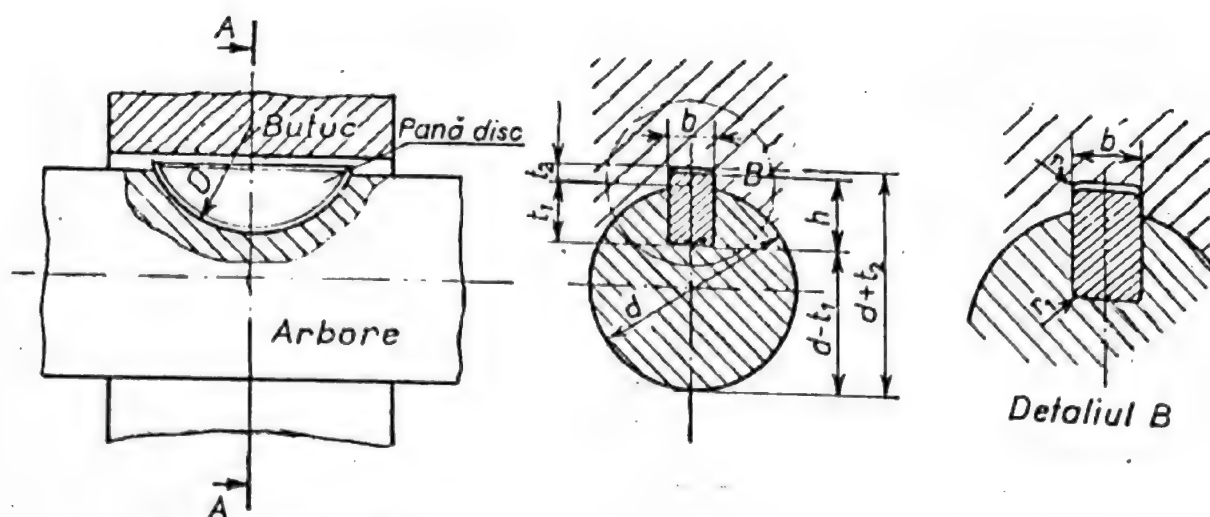


Fig. 12.2. Asamblare butuc-pană disc-arbore.

mea penei  $h$ , respectiv trebuie să asigure jocul dintre pană și fundul canalului de pană din butuc, pentru a nu influența negativ centrarea butucului pe arbore.

Caracterul asamblărilor cu pene este determinat de condițiile funcționale și de ajustajele suprafețelor laterale ale penei și canalelor de pană, respectiv la lățimea  $t$

Pentru asamblările butuc—pană paralelă—arbore sînt prevăzute următoarele ajustaje pe lățimea  $b$  (STAS 1004-71 și 1005-71):

- ajustaj liber, D10 pentru canalul de pană din butuc, H9 pentru canalul de pană din arbore și h9 pentru pană (fig. 12.3, a);
- ajustaj normal, J,9 pentru canalul de pană din butuc, N9 pentru canalul de pană din arbore și h9 pentru pană (fig. 12.3, b);
- ajustaj presat, P9 pentru canalele de pană din butuc și arbore și h9 pentru pană (fig. 12.3, c).

Pentru asamblările butuc—pană disc—arbore sînt prevăzute următoarele ajustaje (STAS 1012-77):

- ajustaj intermediar, butuc J,9, arbore N9 și pană h9;
- ajustaj cu strîngere, butuc P9, arbore P9 și pană h9.

Ajustajul liber se prescrie pentru asamblări ușoare și mobile (butucul se poate deplasa axial pe arbore — cazul roților baladoare), ajustajul normal

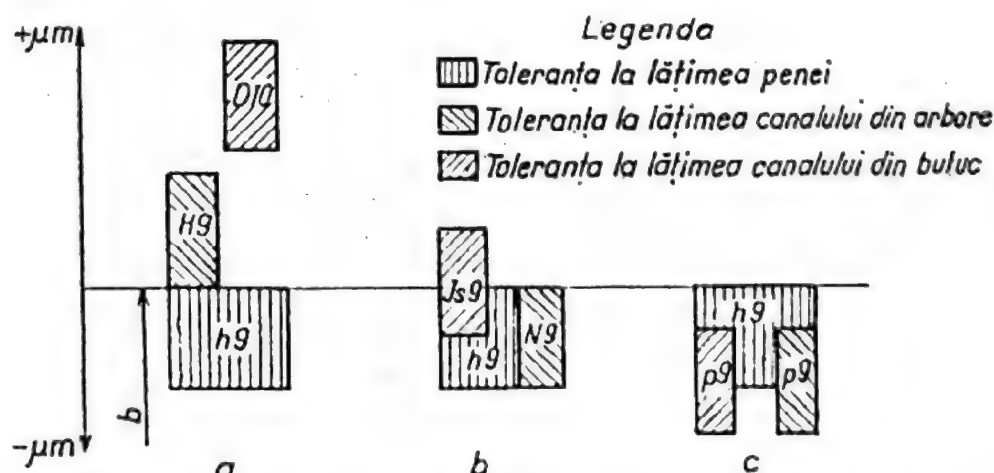


Fig. 12.3. Ajustaje pentru asamblările butuc-pană paralelă-arbore.

sau ajustajul intermediar — pentru asamblări ușoare și fixe, iar ajustajul presat sau cu strângere — pentru asamblări fixe cu solicitări mari.

De reținut că, atât la penele paralele, cât și la penele disc, denumirea de *ajustaj presat* respectiv *ajustaj cu strângere* este improprie, întrucât, așa cum rezultă din valorile abaterilor limită standardizate ale butucului și arborelui P9 și ale penei h9 (v. fig. 12.3, c), în realitate este vorba de *ajustaj intermediar* cu strângeri probabile mari și jocuri probabile relativ mici.

## 12.2. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU CANELURI

Asamblările cu caneluri asigură transmiterea unor momente de răsucire și de rotație mai mari decât în cazul asamblărilor cu pene, permițând, în același timp, deplasarea mai mult sau mai puțin frecventă a butucului pe arbore (de exemplu, la cutiile de viteze, la cutiile de avansuri etc.).

După forma în secțiune transversală se deosebesc :

- caneluri de formă dreptunghiulară (fig. 12.4) ;
- caneluri cu flancurile în evolută (fig. 12.8 și 12.10) ;
- caneluri de formă triunghiulară (fig. 12.11) ;
- caneluri de formă trapezoidală.

Ultimul tip de caneluri nu se mai utilizează și nici nu este standardizat ; ca urmare, nu va fi tratat în acest capitol.

### 12.2.1. CANELURI DREPTUNGHIIULARE

Principalii parametri dimensionali ai asamblărilor cu caneluri dreptunghiulare sînt (fig. 12.4) :

- diametrul  $D$  al suprafeței cilindrice exterioare ;
- diametrul  $d$  al suprafeței cilindrice interioare ;
- lățimea  $b$  a dintelui la arbore și a canalului la butuc.

După felul centrării, asamblările cu caneluri dreptunghiulare se clasifică astfel :

- cu centrare pe suprafața cilindrică interioară cu diametrul  $d$  (fig. 12.4, a) ;
- cu centrare pe suprafața cilindrică exterioară cu diametrul  $D$  (fig. 12.4, b) ;
- cu centrare laterală, pe flancurile canelurilor cu lățimea  $b$  (fig. 12.4, c).

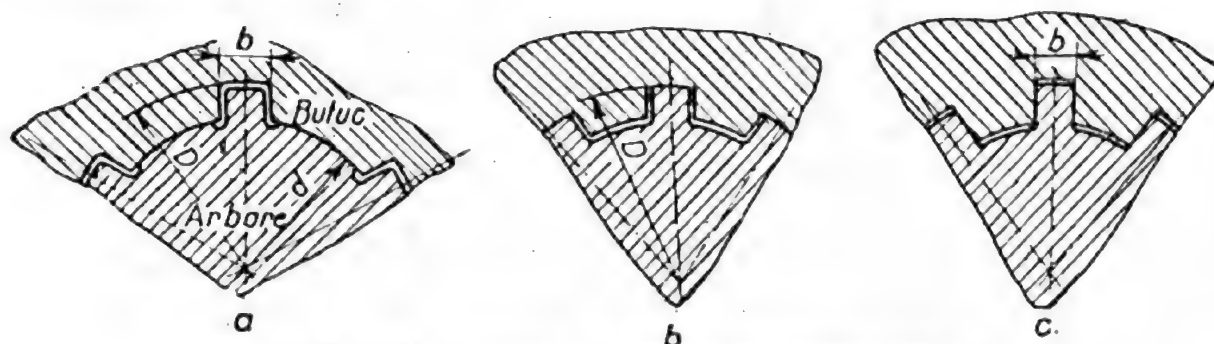


Fig. 12.4. Caneluri de formă dreptunghiulară.



Felul centrării se alege corespunzător condițiilor funcționale (caracterul și mărimea solicitărilor, frecvența deplasărilor axiale ale butucului etc.) și condițiilor tehnologice de prelucrare. Astfel, în cazul transmiterii unor momente relativ mici, arborii și butucii au un număr mic de caneluri și centrarea se poate face pe suprafața interioară cu diametrul  $d$ . În cazul transmiterii unor momente mari, arborii și butucii au cel puțin opt caneluri și centrarea se face, în condiții mai bune, pe suprafața exterioară cu diametrul  $D$  sau pe suprafețele laterale la lățimea  $b$ .

Toleranțele și ajustajele asamblărilor cu caneluri cu profil dreptunghiular se stabilesc în funcție de destinația și de felul de centrare ales. Pentru centrările pe suprafața cilindrică interioară și pe suprafața cilindrică exterioară sînt prevăzute două feluri de ajustaje: fixe și mobile. Ajustajele fixe sînt, în realitate, ajustaje intermediare, iar cele mobile sînt ajustaje cu joc. Pentru centrarea pe suprafețele laterale ale canelurilor sînt prevăzute numai ajustaje mobile (cu joc). La suprafețele pe care nu se face centrarea, ajustajul este cu joc, cu atît mai mare, cu cît lungimea asamblării este mai mare. De remarcat că, la centrarea pe suprafața interioară cu diametrul  $d$  și la centrarea exterioară cu diametrul  $D$ , se prevăd și ajustaje pentru suprafețele laterale cu lățimea  $b$ .

În figura 12.5, *a* sînt prezentate grafic pozițiile cîmpurilor de toleranță pentru centrarea interioară cu diametrul  $d$  cu valori nominale de la 10 la 280 mm (simboluri cu litere mari pentru butuc și simboluri cu litere mici pentru arbori), iar în figura 12.5, *b* sînt date pozițiile cîmpurilor de toleranță pentru lățimea  $b$  a canelurilor. Dintre toate combinațiile standardizate (și posibile) se recomandă,

cu precădere, următoarele:

— pentru asamblări fixe

$$\frac{JE2}{td2} \text{ cu } \frac{C1}{ca2};$$

— pentru asamblări mobile

$$\frac{JE2}{jc2} \text{ cu } \frac{C1}{cc2} \text{ și } \frac{JE2}{jb2} \text{ cu } \frac{C1}{cc3}.$$

În figura 12.6, *a* sînt prezentate pozițiile cîmpurilor de toleranță pentru centrarea pe suprafața exterioară cu diametrul  $D$ , cu valori nominale de la 10 la 300 mm, iar în figura 12.6, *b* sînt date pozițiile cîmpurilor de toleranță pentru lățimea canelurilor  $b$ . Dintre toate combinațiile posibile, se recomandă a se folosi, cu precădere, următoarele ajustaje:

— pentru asamblări fixe

$$\frac{JE2}{td2} \text{ cu } \frac{C3}{ca2};$$

— pentru asamblări mobile,

$$\frac{JE2}{jc2} \text{ cu } \frac{C3}{cc2}; \quad \frac{JE2}{jb2} \text{ cu } \frac{C3}{cc3};$$

$$\frac{JE2}{jb2} \text{ cu } \frac{C3}{cc3}.$$

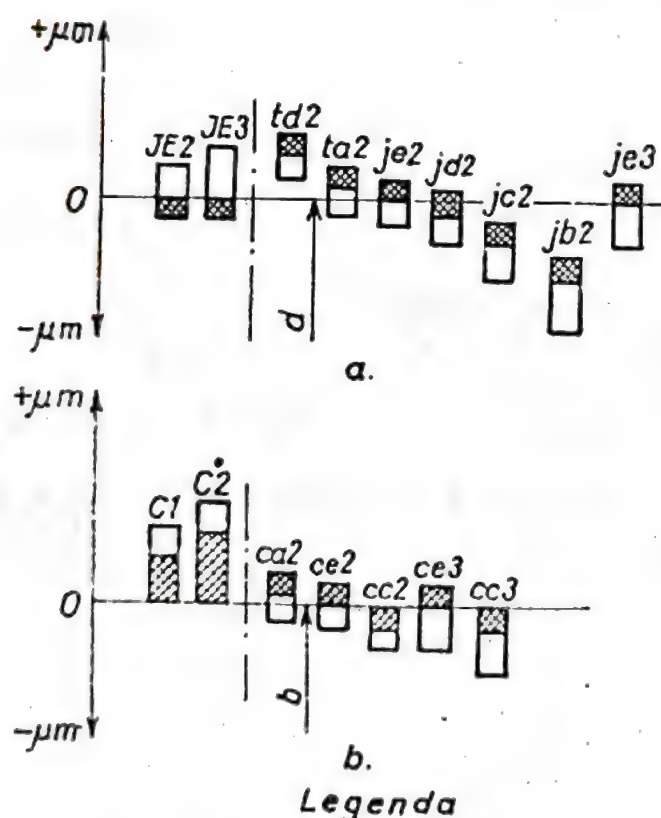


Fig. 12.5. Pozițiile cîmpurilor de toleranță la dimensiunile  $d$  și  $b$  pentru centrarea pe suprafețele cilindrice interioare.

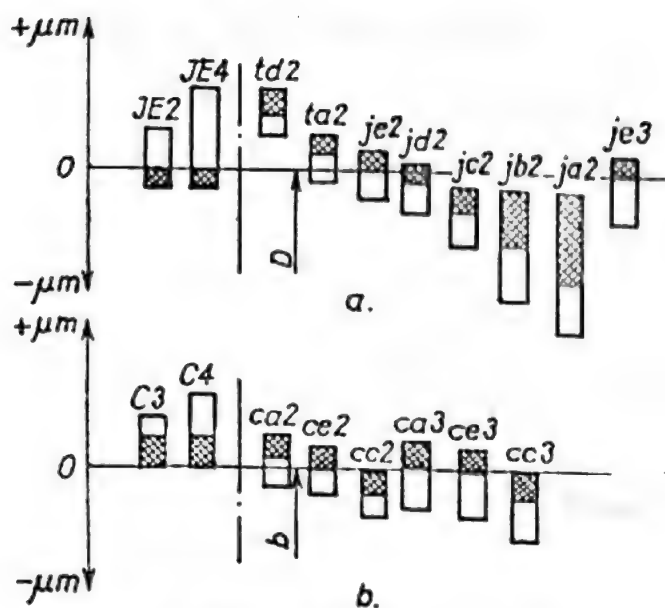


Fig. 12.6. Pozițiile cîmpurilor de toleranță la dimensiunile  $D$  și  $b$  pentru centrarea pe suprafețele cilindrice exterioare.

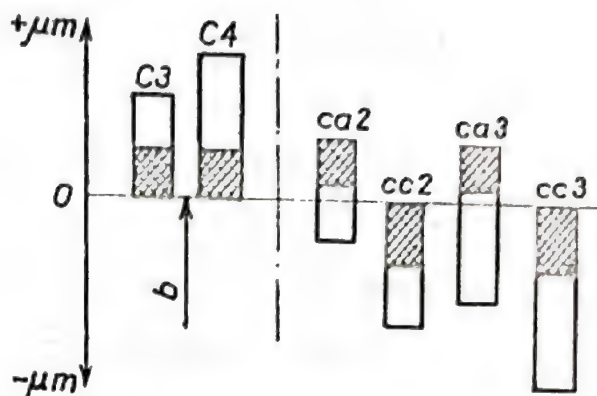


Fig. 12.7. Pozițiile cîmpurilor de toleranță la dimensiunea  $b$  pentru centrarea pe suprafețele laterale ale canelurilor.

În figura 12.7 sînt prezentate pozițiile cîmpurilor de toleranță pentru centrarea pe suprafețele laterale ale canelurilor la dimensiunea  $b$  (butuc și arbore), cu diametre nominale  $d$  pînă la 120 mm. Ajustajele mobile recomandate a fi folosite cu precădere sînt:

$$\frac{C3}{ca2} \text{ și } \frac{C3}{cc2}.$$

În cazul centrării pe suprafața interioară și pe suprafețele laterale, la diametrul  $D$  se prevăd cîmpurile de toleranță JC7 (ISO — aproximativ C12, 13) — pentru butuc și jc6 (ISO — aproximativ C11) — pentru arbore.

În cazul centrării pe suprafața exterioară și pe suprafețele laterale, la diametrul  $d$  se prevede cîmpul de toleranță JE7 (ISO — aproximativ H12, 13) — pentru butuc și abaterea complexă — pentru arbore.

Pentru dimensiunile suprafețelor de centrare ( $d$ ,  $D$  și  $b$ ), ca și pentru dimensiunile suprafețelor pe care nu se face centrarea, sînt prevăzute toleranțe de execuție (obișnuite) și toleranțe de complexitate. Toleranțele de complexitate au ca scop compensarea unor abateri neprevăzute în standarde (abaterile pasului canelurilor, abaterile de profil, abateri de coaxialitate, abateri de paralelism etc.) și care nu se controlează individual (diferențiat). Prescrierea toleranței de complexitate ușurează prelucrarea suprafețelor cu caneluri și obținerea preciziei necesare, deoarece toleranța totală este egală cu suma toleranțelor de execuție și de complexitate. Abaterile de complexitate se verifică cu ajutorul calibrelor complexe „trece” (tampon canelat pentru butuc și inel canelat pentru arbore).

Notarea butucilor și arborilor canelați pe desenele de execuție este formată din simbolul suprafeței de centrare  $d$ ,  $D$  sau  $b$ , urmat de numărul de caneluri  $\times$  dimensiunea nominală  $d \times$  dimensiunea nominală  $D$ , după care se scrie simbolul poziției cîmpului de toleranță pentru  $d$  sau  $D$  și  $b$  sau numai simbolul



poziției cimpului de toleranță pentru  $b$  (la centrarea pe suprafețele laterale); de exemplu :

— butuc canelat cu centrare pe suprafața interioară :

$$d\ 10 \times 32 \times 38\ JE2.C1 ;$$

— butuc canelat cu centrare pe suprafața exterioară :

$$D\ 8 \times 28 \times 34\ JE2.C3 ;$$

— butuc canelat cu centrare pe suprafețele laterale :

$$b\ 20 \times 98 \times 110\ C3 ;$$

— arbore canelat cu centrare pe suprafața interioară :

$$d\ 10 \times 32 \times 38\ jb2.cc3 ;$$

— arbore canelat cu centrare pe suprafața exterioară :

$$D\ 8 \times 28 \times 34\ jc2.cc3 ;$$

— arbore canelat cu centrare pe suprafețele laterale :

$$b\ 20 \times 98 \times 110\ cc2.$$

Notarea asamblărilor cu butuci și arbori canelați pe desenele de asamblu se face, de exemplu, astfel :

— în cazul centrării pe suprafața interioară :

$$d\ 10 \times 32 \times 38\ \frac{JE2}{jb2} \cdot \frac{C1}{cc3} ;$$

— în cazul centrării pe suprafața exterioară :

$$D\ 8 \times 28 \times 34\ \frac{JE2}{jc2} \cdot \frac{C3}{cc3} ;$$

— în cazul centrării pe suprafețele laterale :

$$b\ 20 \times 98 \times 110\ \frac{C3}{cc2}.$$

### 12.2.2. CANELURI ÎN EVOLVENTĂ

Asamblările cu caneluri în formă de evolventă prezintă, în comparație cu celelalte tipuri de caneluri, o serie de avantaje : distribuție mai uniformă a sarcinii pe dinte, prelucrare mai economică și precizie mai înaltă.

Toleranțele și ajustajele asamblărilor cu caneluri în evolventă s-au standardizat și se aleg în funcție de modul de centrare. Centrarea se face fie pe flancurile canelurilor (notată cu *CEF*), fie (mai rar) pe suprafața exterioară (notată cu *CED*) respectiv pe diametrul maxim al asamblării (diametrul de fund al butucului).

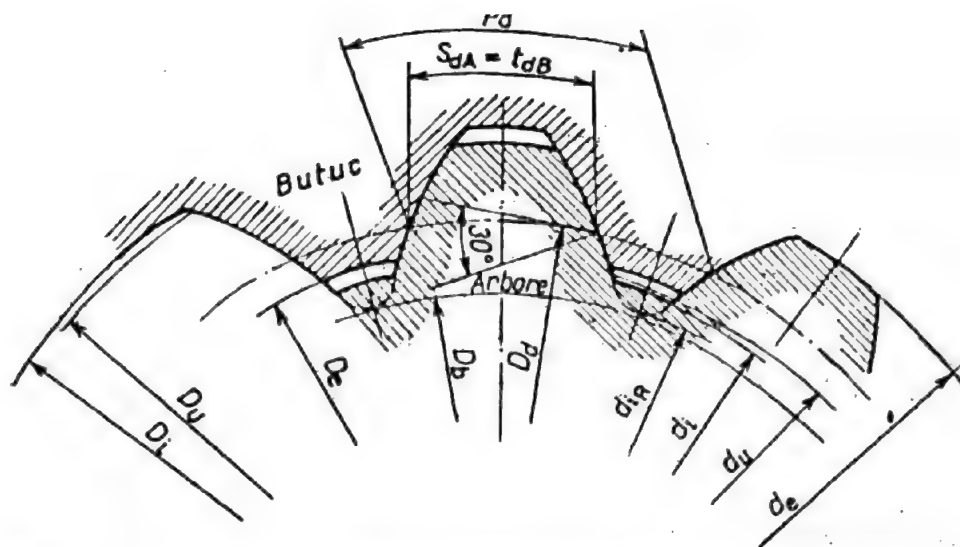


Fig. 12.8. Asamblare cu caneluri în evolventă, cu centrare pe flancurile canelurilor (CEF).

În figura 12.8 este prezentată asamblarea cu caneluri în evolventă, cu centrarea pe flancurile canelurilor CEF (conf. STAS 6858-63), iar în figura 12.9 sînt prezentate grafic pozițiile cîmpurilor de toleranță la grosimea canelurii și la lărgimea golului. S-au stabilit trei abateri limită pentru grosimea pe arc a canelurilor arborelui, respectiv pentru lărgimea pe arc a golurilor din butuc: abaterea superioară, abaterea inferioară și abaterea de complexitate.

Poziția cîmpurilor de toleranță se simbolizează cu litere mari pentru butuc și cu litere mici pentru arbore; simbolul este compus din litera E, respectiv e (de la evolventă) și dintr-o literă care arată poziția toleranței față de linia zero. În ce privește mărimea toleranțelor, ele pot fi de clasele de precizie 4...7, pentru butuc și 4...6 pentru arborele canelat.

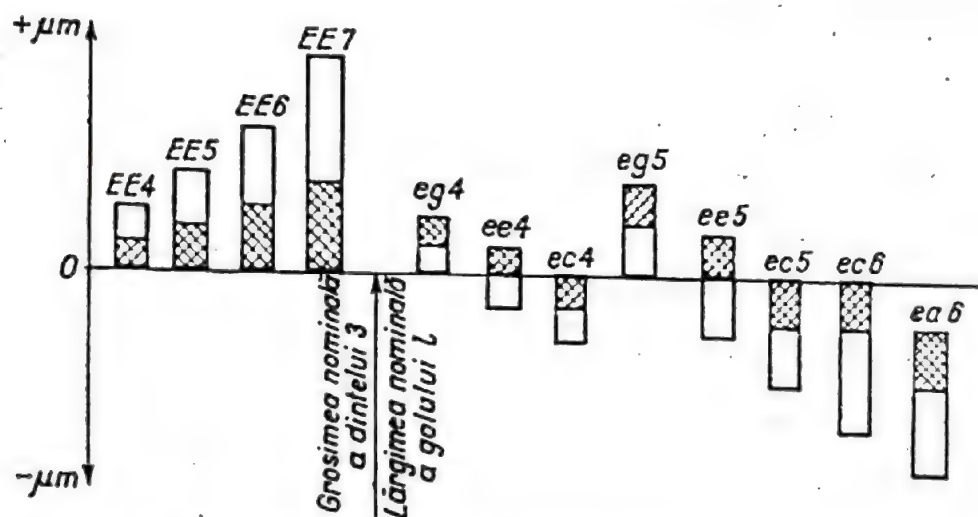


Fig. 12.9. Pozițiile cîmpurilor de toleranță la grosimea dinților (canelurilor) și la lărgimea golului.



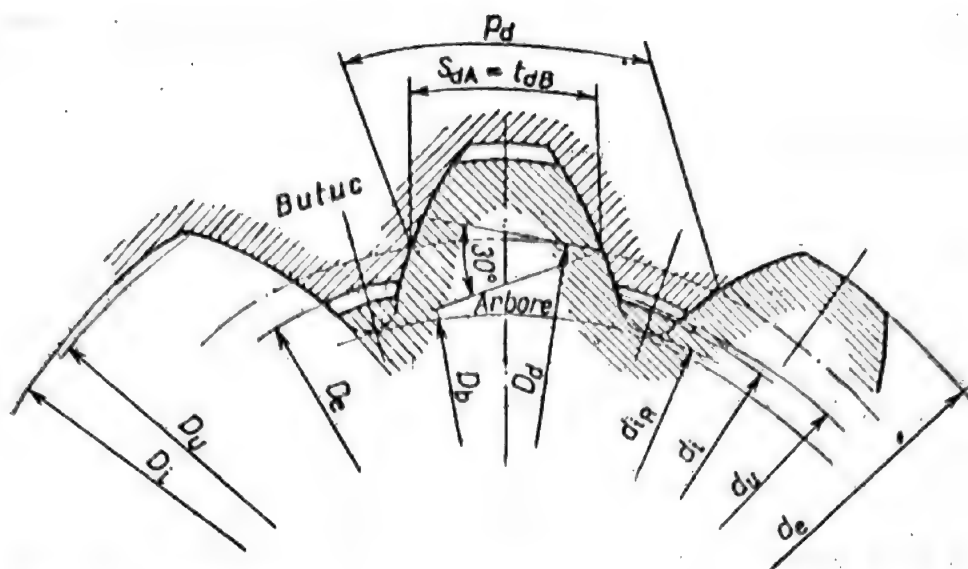


Fig. 12.8. Asamblare cu caneluri în evolventă, cu centrare pe flancurile canelurilor (CEF).

În figura 12.8 este prezentată asamblarea cu caneluri în evolventă, cu centrarea pe flancurile canelurilor CEF (conf. STAS 6858-63), iar în figura 12.9 sînt prezentate grafic pozițiile cîmpurilor de toleranță la grosimea canelurii și la lărgimea golului. S-au stabilit trei abateri limită pentru grosimea pe arc a canelurilor arborelui, respectiv pentru lărgimea pe arc a golurilor din butuc: abaterea superioară, abaterea inferioară și abaterea de complexitate.

Poziția cîmpurilor de toleranță se simbolizează cu litere mari pentru butuc și cu litere mici pentru arbori; simbolul este compus din litera E, respectiv e (de la evolventă) și dintr-o literă care arată poziția toleranței față de linia zero. În ce privește mărimea toleranțelor, ele pot fi de clasele de precizie 4...7, pentru butuc și 4...6 pentru arborele canelat.

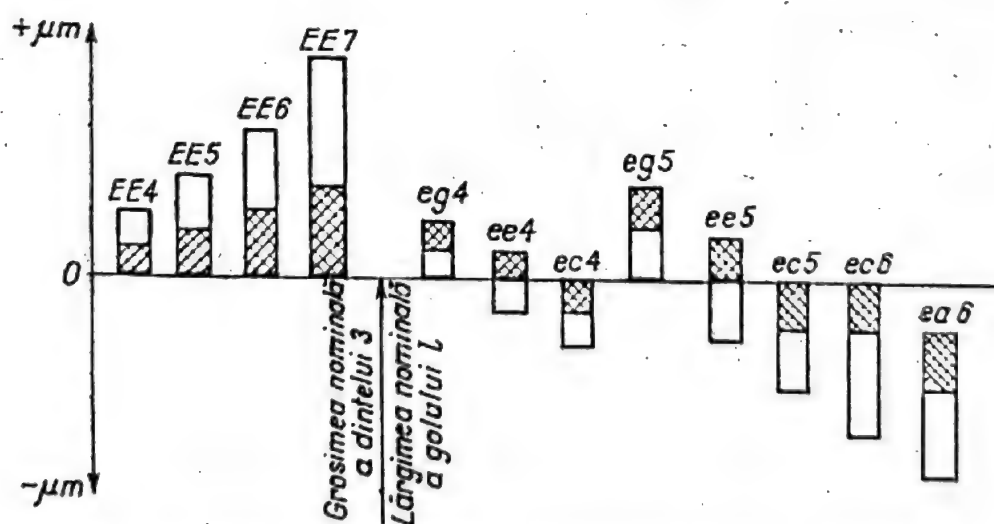


Fig. 12.9. Pozițiile cîmpurilor de toleranță la grosimea dinților (canelurilor) și la lărgimea golului.

La centrarea pe flancuri (*CEF*), se recomandă, cu precădere, următoarele ajustaje (STAS 7338-65)

- pentru asamblări fixe  $\frac{EE4}{eg4}$ ;
- pentru asamblări mobile  $\frac{EE4}{ce4}$ ,  $\frac{EE4}{ce5}$ ,  $\frac{EE4}{ec4}$  și  $\frac{EE6}{ea6}$ .

La diametrele interior și exterior ale arborelui și butucului se aleg toleranțe obișnuite din clasele de precizie 4...6 (ISO — treptele 8...11) pentru piesele lise.

În figura 12.10 este prezentată asamblarea cu caneluri în evolventă, cu centrare pe diametrul maxim al asamblării *CED* (STAS 6858-63) (diametrul de fund al butucului)  $d_f = D_f$ . Se recomandă următoarele ajustaje (în paranteze sînt date simbolurile aproximative ISO):

- pentru asamblări fixe  $\frac{JE2}{td2} \left( \frac{H7}{n6} \right)$ ,  $\frac{JE2}{ta2} \left( \frac{H7}{j,6} \right)$  sau  $\frac{JE3}{td2} \left( \frac{H8}{n6} \right)$ ;
- pentru asamblări mobile  $\frac{JE2}{jc2} \left( \frac{H7}{h6} \right)$ ,  $\frac{JE3}{je2} \left( \frac{H8}{h6} \right)$ ,  $\frac{JE2}{jd2} \left( \frac{H7}{g6} \right)$ ,  $\frac{JE3}{jd2} \left( \frac{H8}{g6} \right)$  sau  $\frac{JE3}{jc2} \left( \frac{H8}{f7} \right)$ ;
- pentru grosimea canelurii la arbori și lărgimea golului la butuci  $\frac{EE6}{ec5}$  și  $\frac{EE6}{ea6}$ .

Notarea unui arbore sau butuc cu caneluri în evolventă cuprinde:

— la arbori sau butuci cu centrarea pe flanc, simbolul *CEF*, valoarea diametrului nominal, semnul  $\times$ , modulul și simbolul cîmpului de toleranță pentru grosimea dintelui, respectiv pentru lărgimea golului dintre dinți; de exemplu:

Arbore *CEF* 50  $\times$  2 ee4;

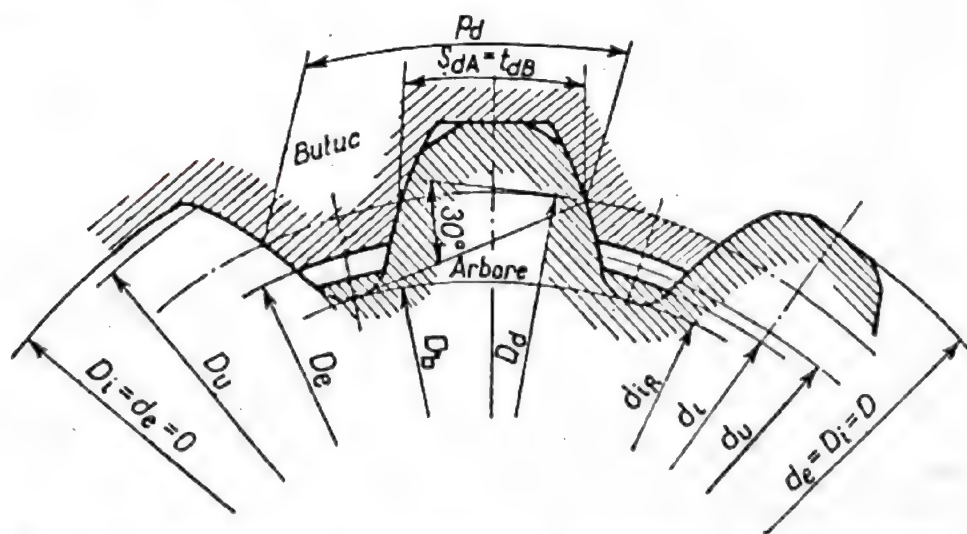


Fig. 12.10. Asamblare cu caneluri în evolventă, cu centrarea pe diametrul maxim (*CED*).



— la arbori sau butuci cu centrare pe diametrul maxim, simbolul *CED*, valoarea nominală a diametrului, simbolul cîmpului de toleranță al diametrului de centrare, modulul și simbolul cîmpului de toleranță pentru grosimea dintelui, respectiv pentru lărgimea golului dintre dinți; de exemplu:

Butuc *CED* 180 JE2×8 EE5.

Notarea unei asamblări cu caneluri în evolventă cuprinde: simbolul *CEF* sau *CED* al asamblării, diametrul nominal, eventual simbolurile cîmpurilor de toleranță ale diametrului maxim (butuc și arbore) la centrarea pe diametrul maxim (*CED*), modulul și simbolurile cîmpurilor de toleranță pentru grosimea dintelui și lărgimea golului dintre dinți; simbolurile cîmpurilor de toleranță se scriu sub formă de fracție, la numărător pentru butuc, iar la numitor pentru arbore; de exemplu:

$$CED\ 120 \frac{JE3}{jd3} \times 4 \frac{EE6}{ee6}.$$

### 12.2.3. CANELURI DE FORMĂ TRIUNGHIULARĂ

Asamblările cu caneluri de formă triunghiulară se folosesc, de obicei, la montarea pieselor cu pereți subțiri, în locul ajustajelor cu stringere (de exemplu, la mecanismul de direcție al autovehiculelor), precum și ca asamblări ușor demontabile cu ajutorul cărora se transmit momente de răsucire relativ mici.

Centrarea și contactul dintre caneluri se fac numai pe flancuri, avînd în vedere faptul că dimensiunile canelurilor sînt mici, iar numărul lor este mare. Unghiul dintre flancuri este de 60° sau de 72°.

După forma profilului, canelurile sînt de două feluri:

— cu suprafața flancurilor plană și la butuc și la arbori, pentru piese canelate cu diametrul nominal de la 8 la 60 mm (fig. 12.11, a);

— cu suprafața flancurilor plană la butuc și în evolventă la arbori, pentru piesele canelate cu diametrul nominal de la 65 la 120 mm (fig. 12.11, b).

În figura 12.11, a și 12.11, b sînt date profilul nominal, elementele dimensionale principale (STAS 7346-65) și poziția cîmpurilor de toleranță (STAS. 8489-69) la asamblările cu caneluri de formă triunghiulară. Abaterile limită la diametrul cercului de contact  $D_c$  cuprind, în același timp, abaterile pasului, ale grosimii canelurii (respectiv ale deplasării suplimentare a profilului  $x_A$  la canelurile în evolventă pentru arbori) și ale unghiului dintre flancuri.

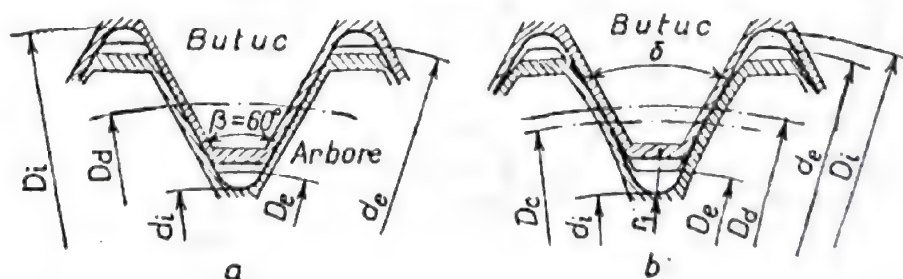


Fig. 12.11. Profilul nominal, elementele dimensionale și poziția cîmpurilor de toleranță la asamblările cu caneluri triunghiulare.

După diametrul de contact  $D_c$ , butucii și arborii cu caneluri de formă triunghiulară pot avea o precizie de execuție *fină* sau *grosolană*. Precizia de execuție grosolană se admite numai în cazurile când momentul de răsucire acționează doar într-un singur sens asupra asamblării (de exemplu, la barele de torsiune).

Pe desenele de execuție, notarea canelurilor de formă triunghiulară se face prin valoarea diametrului nominal (urmată de litera  $g$  pentru execuția grosolană) și prin indicarea standardului, de exemplu:

- Butuc canelat 30 STAS 7346-65;
- Arbore canelat 30 $g$  STAS 7346-65.

### 12.3. CONTROLUL PIESELOR ȘI ASAMBLĂRILOR CU PENE

Penele și piesele cu canale de pană se pot controla cu ajutorul unor mijloace universale obișnuite (șublere, micrometre, comparatoare etc.) — în producția individuală și de serie mică și cu ajutorul calibrelor limitative — în producția de serie mare și de masă. Parametrii geometrici care se controlează sînt: lățimea penei și a canalului de pană, adîncimea canalului și simetria canalului de pană față de planul axial al butucului sau arborelui.

În figura 12.12 sînt prezentate cîteva tipuri de calibre pentru pene și canale de pană. Pentru verificarea lățimii canalului de pană, se utilizează calibre plate obișnuite, partea „trece” și „nu trece” (fig. 12.12, *a*). Pentru verificarea adîncimii canalului de pană la butuc, calibrul are formă de tampon cu o pană în două trepte: „trece” și „nu trece” (fig. 12.12, *b*), iar pentru verificarea canalului de pană la arbore, calibrul se execută sub formă de inel, prevăzut cu o pană, de asemenea, în două trepte (fig. 12.12, *c*). Simetria canalului de pană se poate verifica la butuc cu ajutorul unui tampon cu pană (fig. 12.12, *d*), iar la arbore cu ajutorul unei prisme aplicabile cu pană (fig. 12.12, *e*). De reținut, că partea cilindrică activă (cu pană) a tamponelor din figura 12.12, *b* și *d* se execută la un diametru egal cu diametrul minim prescris al alezajului din butuc, iar suprafața activă interioară a calibrului inel din figura 12.12, *c* se prelucurează la un diametru egal cu diametrul maxim prescris pentru arborii verificați.

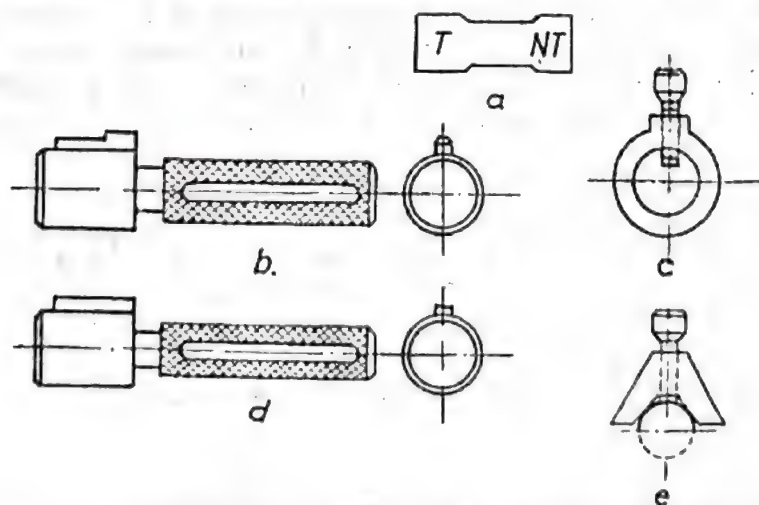


Fig. 12.12. Calibre pentru pene și canale de pană.



## 12.4. CONTROLUL CANELURILOR ȘI ASAMBLĂRILOR CU CANELURI

În producția de serie mare și de masă, unde productivitatea controlului trebuie să fie la fel de mare ca și productivitatea execuției, controlul dimensional al pieselor canelate se face cu ajutorul calibrelor limitative. Astfel, la alezajele canelate, calibrele se utilizează pentru controlul lărgimii golurilor (calibru plat — fig. 12.13, a), pentru controlul diametrului exterior în cazul centrării pe suprafața exterioară (calibru plat — fig. 12.13, b) și pentru controlul diametrului interior în cazul centrării pe suprafața interioară (calibru tampon cilindric — fig. 12.13, c). Controlul complex al alezajelor canelate se face cu ajutorul calibrelor complexe, ca cel prezentat în figura 12.13, d. În cazul arborilor canelați, controlul grosimii dinților și al diametrului exterior se face cu ajutorul calibrelor plate (fig. 12.14, a și respectiv 12.14, b), iar pentru controlul complex se utilizează calibre de felul celui prezentat în figura 12.14, c.

În producția individuală, de serie mică și de serie mijlocie, elementele dimensionale ale pieselor canelate se măsoară cu ajutorul unor mijloace universale sau specifice.

Grosimea dinților la arborii cu caneluri dreptunghiulare se poate controla cu ajutorul micrometrului (fig. 12.15, a), al optimetrului orizontal prevăzut

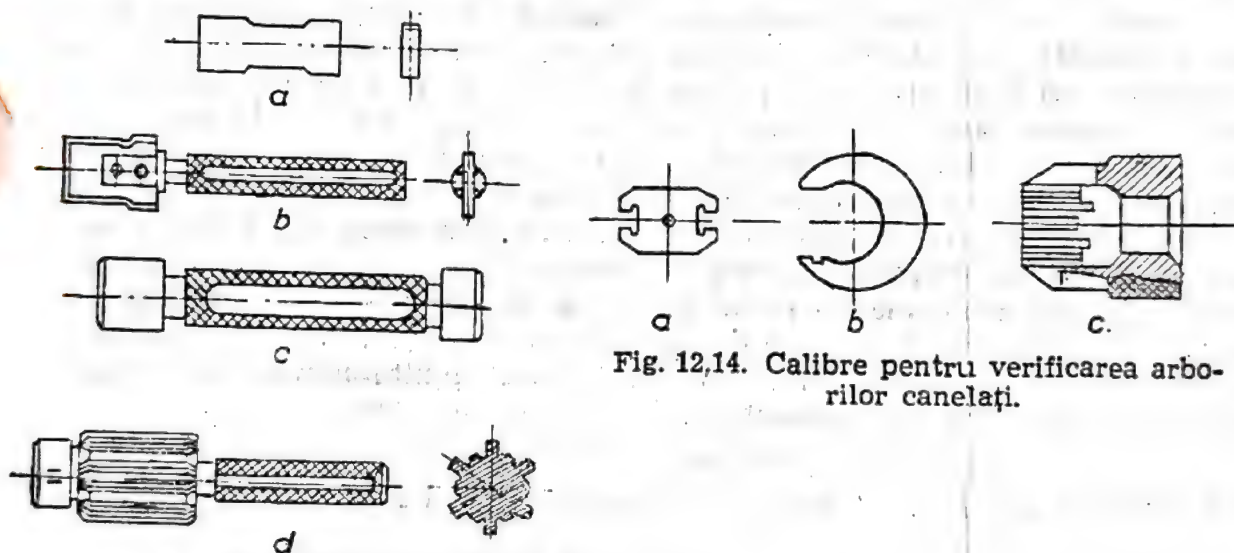


Fig. 12.13. Calibre pentru verificarea butucilor canelați.

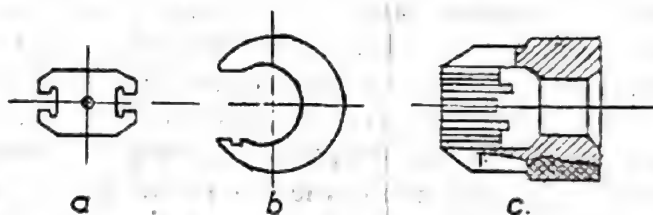


Fig. 12.14. Calibre pentru verificarea arborilor canelați.

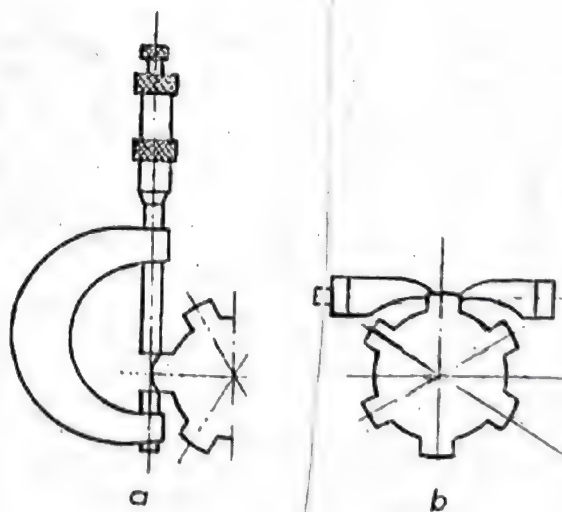


Fig. 12.15. Controlul grosimii dinților la arborii cu caneluri dreptunghiulare.

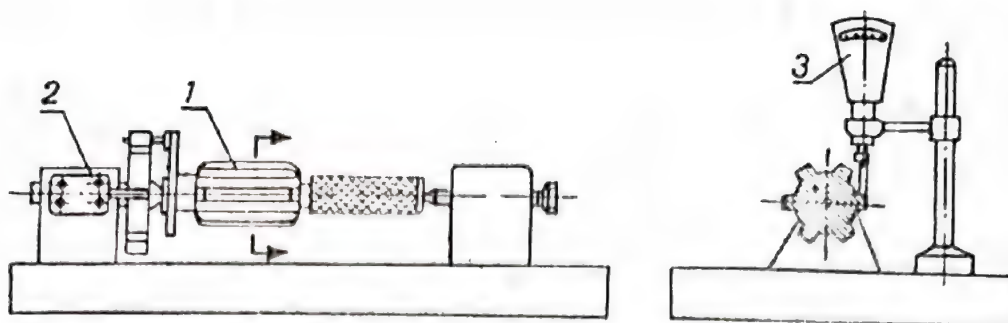


Fig. 12.16. Controlul variației pasului și erorii cumulate de pas.

cu palpatoare speciale (fig. 12.15, *b*) sau al calelor plan-paralele. La arborii cu caneluri în evolventă, grosimea dinților pe cercul de divizare se măsoară cu ajutorul șublerului pentru roți dințate.

Variația pasului și eroarea cumulată de pas se măsoară, mai ales în cazul pieselor cu caneluri în evolventă, cu ajutorul aceluiași mijloace ca și la roțile dințate. În figura 12.16 este prezentat un dispozitiv cu virfuri de centrare și cu capul divizor 2, la care arborele canelat 1 este prins între virfuri și eroarea de pas se măsoară cu ajutorul comparatorului 3. Acesta este reglat la zero pe una din caneluri.

Excentricitatea dintre suprafața exterioară și suprafața interioară la arborii canelați se poate determina cu ajutorul unui comparator, arborii de dimensiuni mici fiind așezați pe prisme (fig. 12.17, *a*), la arborii de dimensiuni mari folosindu-se prisme aplicabile cu comparator (fig. 12.17, *b*). În cazul bucșelor canelate sau butucilor canelați se poate utiliza un calibru special (figura 12.18, *a*) sau un comparator de interior cu trei contacte (fig. 12.18, *b*).

Lungimea peste  $n$  dinți la arborii cu caneluri în evolventă (fig. 12.19) se măsoară cu aceleași mijloace (micrometru cu talere etc.) ca la roți dințate cilindrice. Valorile lungimii nominale  $Ln$  peste dinți și numărul  $n$  de dinți peste care se măsoară  $Ln$  sînt date, în funcție de numărul de dinți (caneluri) și de modul, în tabelul 1 A ... 11 A din STAS 7339-65. Abaterile limită admise ale lungimii peste  $n$  dinți se calculează cu relația :

$$ALn = 0,866 As,$$

în care  $As$  este abaterea grosimii dintelui conform tabelului 2 din STAS 7338-65.

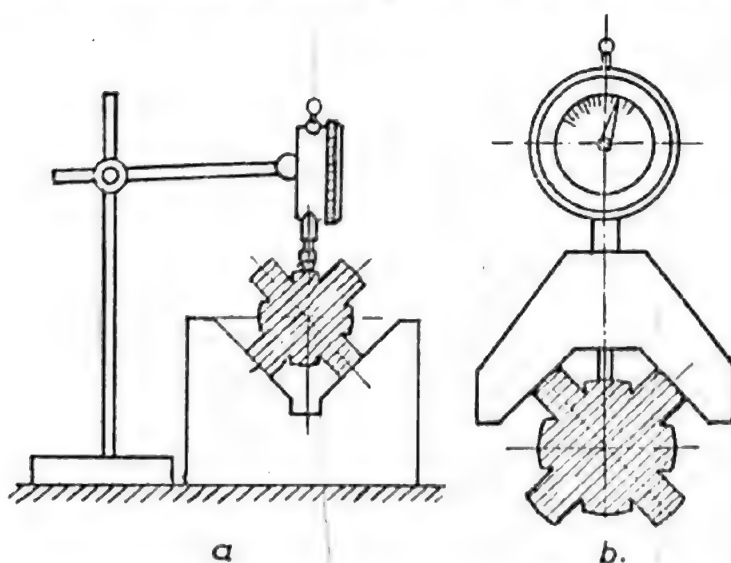


Fig. 12.17. Controlul excentricității la arborii canelați.



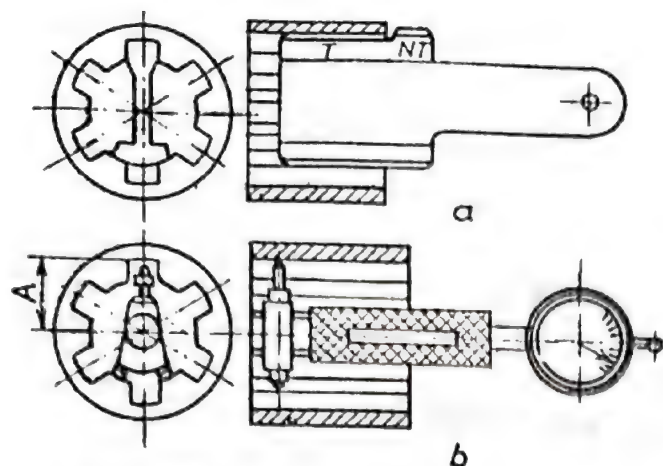


Fig. 12.18. Controlul excentricității la butucii canelați.

Arborii și butucii cu caneluri în evolventă se pot verifica și cu ajutorul rolor, conform schițelor din figura 12.20, *a* și *b*. Diametrele rolor  $d_{Ra}$  și  $d_{Rb}$  se aleg în funcție de modul (v. tab. STAS 7338-65). Corespunzător modului  $m$  și numărului de dinți (caneluri)  $z$  ai arborului sau alezajului care se verifică, din tabelele 1 A ... 11 A (STAS 7338-65) se scoate valoarea nominală a dimensiunii  $M_a$  peste role la verificarea arborului canelat (v. fig. 12.20, *a*) sau valoarea nominală a dimensiunii  $M_b$  între role la verificarea butucului canelat. Se calculează apoi abaterile limită  $AM_a$  ale dimensiunii peste role :

$$AM_a = \frac{As}{k_a}$$

sau abaterile limită  $AM_b$  ale dimensiunii dintre role :

$$AM_b = \frac{At}{k_b}$$

în care :  $As$  sînt abaterile limită (inferioară, superioară și complexă) ale grosimii dintelui la arborele canelat, conform tab. 2 din STAS 7338-65 ;

$At$  — abaterile limită (inferioară, superioară și complexă) ale lărgimii golului dintre dinți la butucul canelat, conform tab. 1 din STAS 7338-65 ;

$k_a$  și  $k_b$  — coeficienți, ale căror valori se iau din tab. 1A...11A STAS 7338-65.

În ultimă instanță, valorile efective ale dimensiunii  $M_a$  sau  $M_b$ , măsurate cu ajutorul micrometrelor, comparatoarelor etc., se compară cu valorile limită prescrise ;  $M_a$  și  $M_b$  pot fi verificate și cu ajutorul calibrelor limitative, conform principiilor expuse în cap. 8.

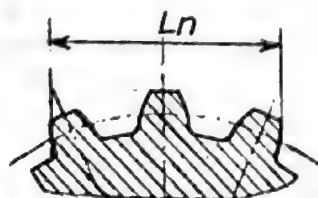


Fig. 12.19. Măsurarea lungimii peste  $n$  dinți.

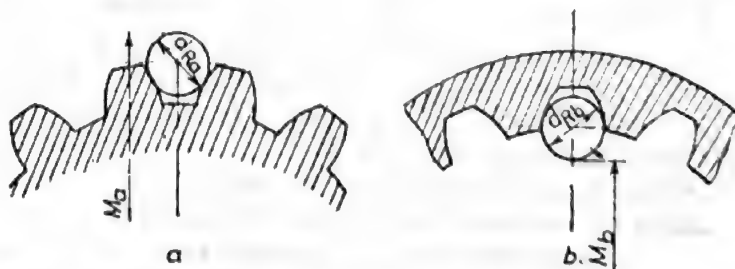


Fig. 12.20. Verificarea arborilor și butucilor cu caneluri în evolventă cu ajutorul rolor.

## LANȚURI DE DIMENSIUNI

În construcțiile de mașini și aparate, dimensiunile liniare și unghiulare determină mărimea și forma suprafețelor și pieselor, precum și poziția a două sau mai multe suprafețe atât la piese luate separat, cât și în ansamblurile de piese. Între diferitele dimensiuni ale unei piese sau ansamblu de piese există anumite legături, directe și indirecte, cu caracter funcțional și tehnologic.

### 13.1. NOȚIUNI GENERALE ȘI CLASIFICAREA LANȚURILOR DE DIMENSIUNI

Prin *lanț de dimensiuni* se înțelege totalitatea dimensiunilor, liniare sau unghiulare, care formează un contur închis și care determină poziția unor suprafețe ale unei piese sau ale mai multor piese într-un subansamblu ori ansamblu.

Dimensiunile unui lanț se împart în *dimensiuni componente* sau *primare* și *dimensiunea de închidere*. Dimensiunile componente sînt cele care, în procesul de prelucrare, trebuie să fie respectate (realizate, obținute) la valorile prescrise pe desenul de reper. Dimensiunea de închidere rezultă din dimensiunile componente (primare) ale lanțului, ea obținîndu-se ultima (și în mod automat) atât la prelucrarea pieselor, cât și la asamblarea lor. Din această cauză, dimensiunea de închidere nu se trece niciodată pe desenul de reper (de execuție) sau de ansamblu, chiar dacă este prevăzută cu valori limită sau cu abateri limită. În caz contrar, se produc confuzii și se strică precizia lanțului.

*Observație.* Dimensiunile componente sau primare ale lanțului vor fi numite, în continuare, numai *dimensiuni primare*, prima denumire fiind, în mare măsură, improprie, întrucît și dimensiunea de închidere este componentă a lanțului.

De obicei, în calcule, dimensiunile primare ale unui lanț de dimensiuni liniare se notează convențional cu o literă mare a alfabetului (de ex.,  $B$  sau  $C$  sau  $D$  etc.), avînd ca indice numărul de ordine al dimensiunii în lanț (ordinea dimensiunilor primare în lanț se alege în mod convenabil), iar dimensiunea de închidere se notează cu litera  $R$  (ca dimensiune rezultantă), avînd ca indice litera de notare a lanțului (de ex.  $R_B$  sau  $R_C$  sau  $R_D$  etc.).

În mod asemănător, într-un lanț de dimensiuni unghiulare dimensiunile (unghiurile) primare se notează cu o literă a alfabetului grec (de ex.  $\alpha$  sau  $\beta$  etc.), avînd ca indice numărul de ordine al dimensiunii în lanț ( $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  etc. sau



$\beta_1, \beta_2$  etc.), iar dimensiunea de închidere se notează cu  $R_\alpha$  sau  $R_\beta$  etc.

În figura 13.1 sînt prezentate cîteva lanțuri de dimensiuni cu valori numerice (fig. 13.1, a,b,e) sau cu notații convenționale (fig. 13.1,c,d). Lanțurile de dimensiuni pot fi reprezentate și schematic, ca în figura 13.2, unde este indicată și dimensiunea de închidere  $R$  (pentru a completa și închide lanțul în această fază a studierii lanțurilor de dimensiuni).

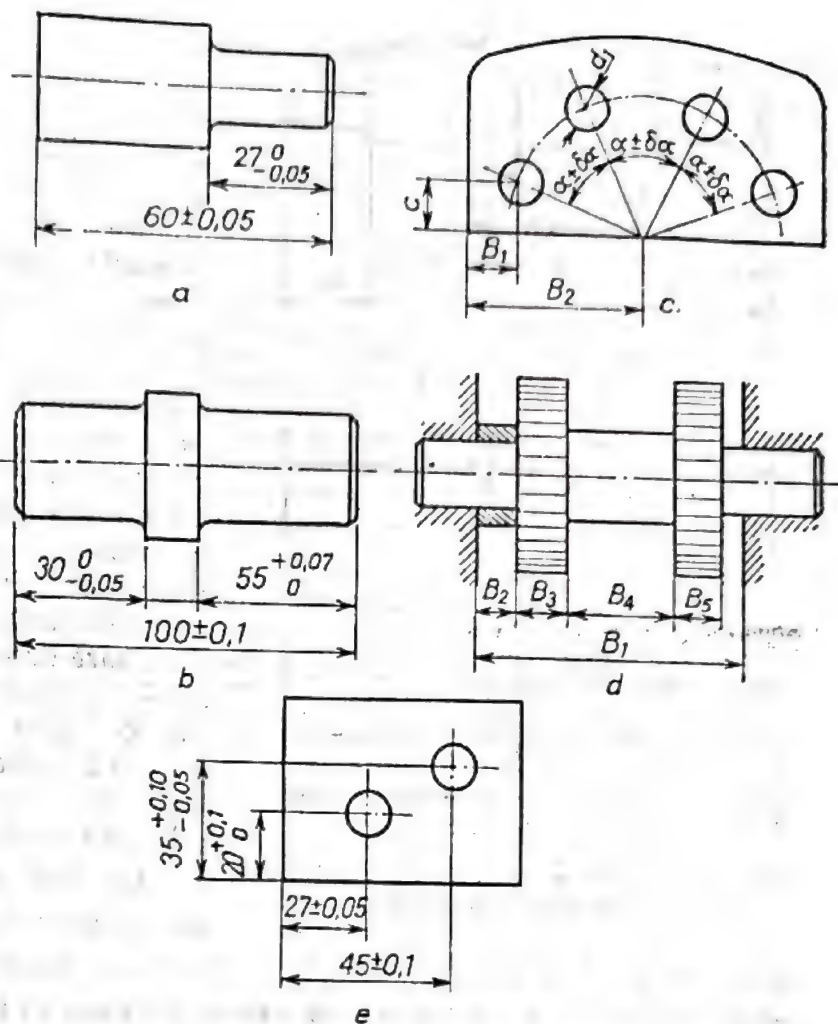


Fig. 13.1. Lanțuri de dimensiuni cu valori numerice și cu notații convenționale.

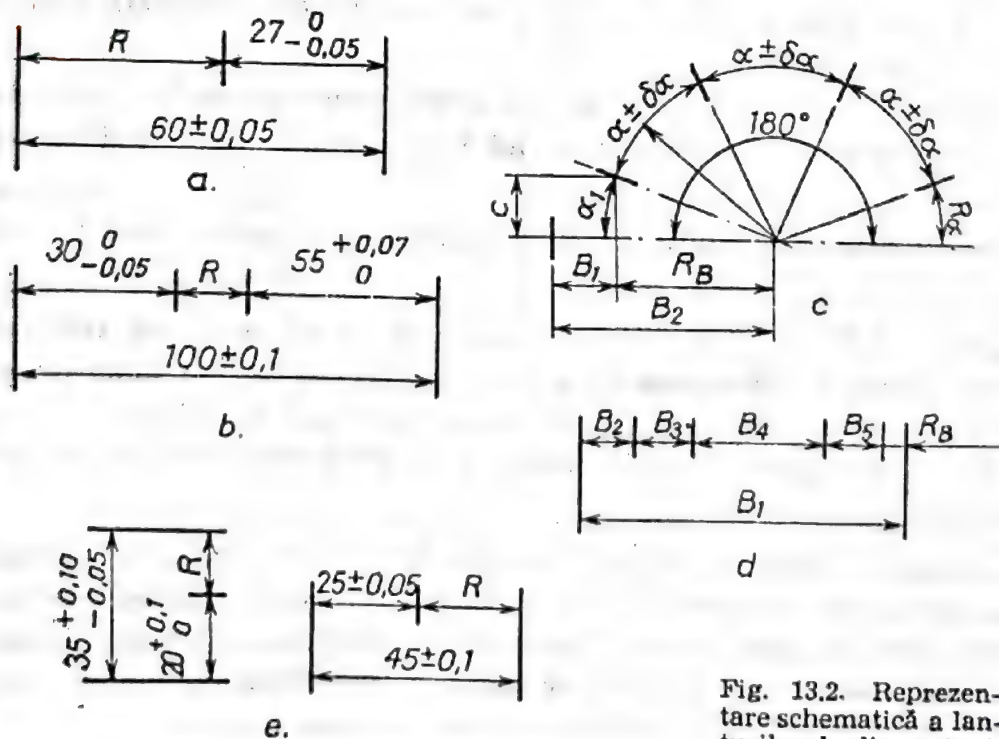


Fig. 13.2. Reprezentare schematică a lanțurilor de dimensiuni.

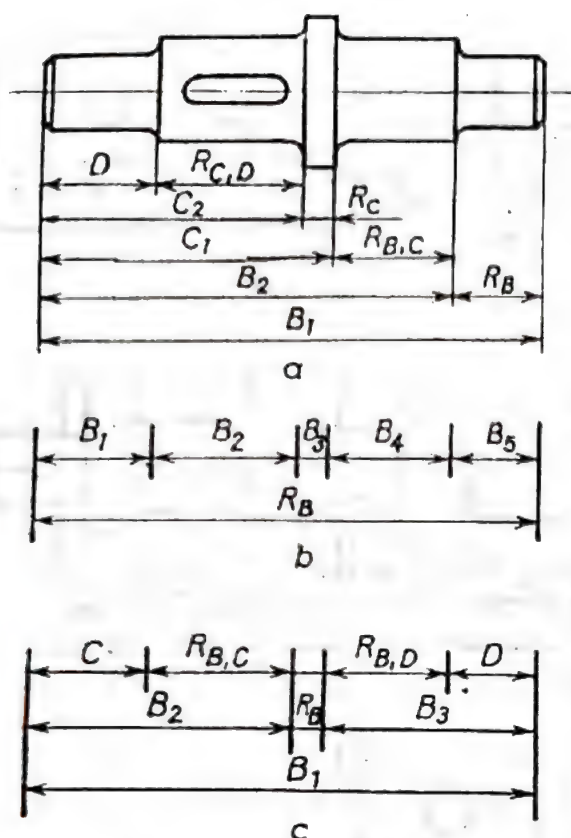


Fig. 13.3. Lanțuri de dimensiuni cu diferite feluri de cotare.

închidere (v. fig. 13.1, a și 13.2, a). Ajustajele asamblărilor cilindrice netede pot fi prezentate și ca lanțuri cu trei dimensiuni, în care diametrele alezajului și arborelui sînt dimensiuni primare, iar jocul sau strîngerea rezultată constituie dimensiunea de închidere.

Se recomandă ca un lanț să nu fie format din prea multe dimensiuni, pentru (așa cum se va vedea) a nu se mări prea mult toleranța dimensiunii de închidere.

În teoria și practica lanțurilor de dimensiuni se deosebesc două probleme principale :

— *problema directă*, prin care, cunoscîndu-se valorile nominale, toleranțele și abaterile limită ale dimensiunilor primare, se cere să se determine valoarea nominală, toleranța și abaterile limită ale dimensiunii de închidere ; prin rezolvarea acestei probleme se stabilesc și relațiile fundamentale teoretice ale lanțurilor de dimensiuni ;

— *problema inversă* (și nu problema indirectă, cum este, greșit denumită în unele lucrări de specialitate) prin care, cunoscîndu-se valoarea nominală, toleranța și abaterile limită ale dimensiunii de închidere, precum și valorile nominale ale dimensiunilor primare, se cere să se determine toleranțele și abaterile limită ale acestor dimensiuni.



## Clasificarea lanțurilor de dimensiuni

Criteriul de clasificare	Denumirea lanțurilor de dimensiuni	Definiție
Apartenența la piesă sau ansamblu	Lanțuri de dimensiuni ale pieselor luate individual	Dimensiunile lanțului determină, parțial sau total, mărimea, forma și poziția suprafețelor unei piese (fig. 13.1, <i>a, b, c, e</i> și fig. 13.2, <i>a, b, c, e</i> )
	Lanțuri de dimensiuni de asamblare	Dimensiunile lanțului determină, parțial sau total, poziția pieselor într-un ansamblu (fig. 13.1, <i>d</i> și fig. 13.2, <i>d</i> )
Felul dimensiunilor	Lanțuri de dimensiuni liniare	Toate dimensiunile lanțului sînt dimensiuni liniare (fig. 13.1, <i>a, b, d, e</i> ; fig. 13.1, <i>c</i> — dimensiunile $B_1$ și $B_2$ ; fig. 13.2, <i>a, b, d, e</i> ; fig. 13.2, <i>c</i> — dimensiunile $B_1, B_2$ și $R_B$ )
	Lanțuri de dimensiuni unghiulare	Toate dimensiunile lanțului sînt dimensiuni unghiulare (fig. 13.1, <i>c</i> și fig. 13.2, <i>c</i> — dimensiunile $\alpha_1, \alpha \pm \delta\alpha$ și $R_\alpha$ )
	Lanțuri de dimensiuni mixte	În lanț, unele dimensiuni sînt liniare, iar alte dimensiuni sînt unghiulare (fig. 13.1, <i>c</i> și fig. 13.2, <i>c</i> — dimensiunile $C, R_B$ și $\alpha_1$ )
Poziția în plan sau în spațiu a dimensiunilor	Lanțuri de dimensiuni paralele și în același plan	Toate dimensiunile lanțului sînt paralele unele cu altele și se află în același plan (fig. 13.1, <i>a, b, d, e</i> ; fig. 13.2, <i>a, b, d, e</i> ; fig. 13.1, <i>e</i> și fig. 13.2, <i>c</i> — dimensiunile $B_1, B_2$ și $R_B$ )
	Lanțuri cu dimensiuni neparalele, în același plan	Dimensiunile lanțului se află în același plan, dar lanțul poate fi format din dimensiuni unghiulare sau mixte (fig. 13.1, <i>c</i> și fig. 13.2, <i>c</i> — lanțul $R_B, C$ și $\alpha_1$ și lanțul $\alpha_1, \alpha \pm \delta\alpha$ și $R_\alpha$ )
	Lanțuri de dimensiuni spațiale	Dimensiunile lanțului se află în plane diferite și neparalele
	Lanțuri de dimensiuni simple	Lanțul de dimensiuni este independent de alte lanțuri (fig. 13.1, <i>a, b, d, e</i> și fig. 13.2, <i>a, b, d, e</i> )
Complexitate	Lanțuri de dimensiuni complexe	Două sau mai multe lanțuri sînt legate între ele prin dimensiuni comune (fig. 13.1, <i>c</i> și fig. 13.2, <i>c</i> — lanțul cu dimensiunile $B_1, B_2, R_B$ , lanțul cu dimensiunile $R_B, C, \alpha_1$ și lanțul cu dimensiunile $\alpha_1, \alpha \pm \delta\alpha, R_\alpha$ )
	Lanțuri de dimensiuni cu bază de cotare unică	Dimensiunile primare ale lanțului au aceeași bază de cotare (fig. 13.1, <i>a, e</i> ; fig. 13.2, <i>a, e</i> ; fig. 13.3, <i>a</i> )
Baza de cotare	Lanțuri de dimensiuni cu baze de cotare diferite (dimensiuni în serie)	Fiecare dimensiune a lanțului are altă bază de cotare decît celelalte dimensiuni (fig. 13.3, <i>b</i> )
	Lanțuri de dimensiuni cu cotare mixtă	Unele dimensiuni au aceeași bază de cotare, iar altele au altă bază de cotare (fig. 13.1, <i>b</i> ; fig. 13.2, <i>b</i> ; fig. 13.3, <i>c</i> )

## 13.2. REZOLVAREA PROBLEMEI DIRECTE A LANȚURILOR DE DIMENSIUNI LINIARE PARALELE

Rezolvarea problemei directe a lanțurilor de dimensiuni liniare paralele se poate face prin următoarele metode:

- metoda de maxim și minim;
- metoda algebrică;
- metoda probabilistică.

### 13.2.1. METODA DE MAXIM ȘI MINIM

Pentru aplicarea acestei metode este necesar ca dimensiunile primare ale lanțului să fie realizate strict între limitele prescrise și, fără nici o sortare, ajustare sau reglare prealabilă, să se obțină piese sau ansambluri corespunzătoare.

Ca exemplu, se consideră piesa prezentată în figura 13.4, la care lanțul de dimensiuni tratat este format din dimensiunile primare  $B_1 = 60 \pm 0,10$  mm și  $B_2 = 40^{+0,08}_{-0,06}$  mm și dimensiunea de închidere  $R_B$  ce trebuie să fie calculată. Deoarece dimensiunile primare  $B_1$  și  $B_2$  au o bază de cotare comună, la fiecare abaterile (și toleranțele) sînt trecute pe desen în partea opusă.

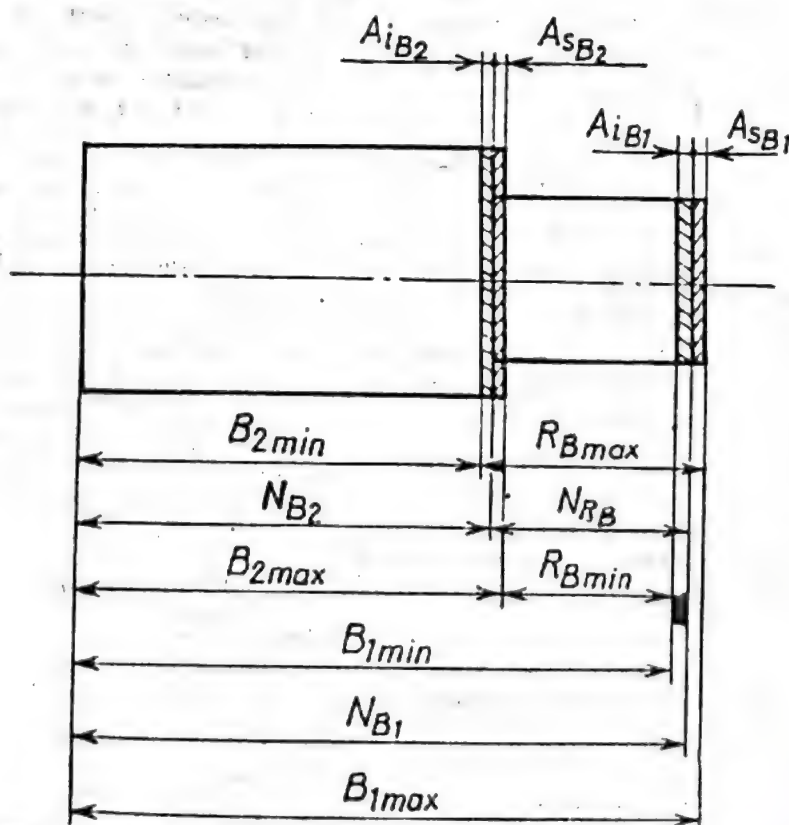


Fig. 13.4. Schemă de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni.



Înainte de efectuarea calculelor, trebuie să se stabilească influența fiecărei dimensiuni primare asupra dimensiunii de închidere; din acest punct de vedere, dimensiunile primare se clasifică în:

— *dimensiuni măritoare* (de *mărire*), care prin mărirea individuală a lor (considerând constante celelalte dimensiuni primare) provoacă mărirea dimensiunii de închidere;

— *dimensiuni reducătoare* (de *micșorare*), care prin mărirea individuală a lor (considerând, de asemenea, constante celelalte dimensiuni primare) provoacă micșorarea dimensiunii de închidere.

În exemplul din figura 13.4,  $B_1$  este dimensiune primară măritoare, iar  $B_2$  este dimensiune primară reducătoare.

Reiese că dimensiunile măritoare au influență directă și în același sens asupra dimensiunii de închidere, iar dimensiunile reducătoare au, de asemenea, influență directă asupra dimensiunii de închidere, dar în sens contrar.

Valoarea nominală a dimensiunii de închidere  $R_B$  este egală cu diferența dintre valoarea nominală a dimensiunii  $B_1$  și valoarea nominală a dimensiunii  $B_2$ , adică:

$$N_{RB} = N_{B_1} - N_{B_2}; \quad (13.1)$$

În exemplul luat:  $N_{RB} = 60 - 40 = 20$  mm.

Considerînd cazul general cînd lanțul este format dintr-un număr  $n$  de dimensiuni (inclusiv dimensiunea de închidere) și înțelegînd prin  $B_1$  totalitatea dimensiunilor primare măritoare (cu primele numere de ordine în lanț), iar prin  $B_2$  totalitatea dimensiunilor primare reducătoare (cu următoarele numere de ordine în lanț), se poate scrie:

$$N_{RB} = \sum_{j=1}^m N_{B_j} - \sum_{j=m+1}^{n-1} N_{B_j}$$

în care:  $\sum_{j=1}^m N_{B_j}$  este suma valorilor nominale ale dimensiunilor măritoare (cu numere de ordine  $j=1, 2, \dots, m$ ).

$\sum_{j=m+1}^{n-1} N_{B_j}$  — suma valorilor nominale ale dimensiunilor reducătoare (cu numere de ordine  $j=m+1, m+2, \dots, n-1$ , dimensiunea a  $n$ -a fiind chiar dimensiunea de închidere).

Întrucît există lanțuri în care toate dimensiunile primare sînt măritoare, al doilea termen din partea dreaptă a relației (13.2) dispăre și valoarea nominală a dimensiunii de închidere va fi egală cu suma valorilor nominale ale tuturor dimensiunilor primare.

De reținut că nu există lanțuri în care toate dimensiunile primare să fie reducătoare; cu alte cuvinte, orice lanț de dimensiuni are cel puțin o dimensiune măritoare.

Pentru situația prezentată în figura 13.4 se pot calcula valorile limită ale dimensiunii  $R_B$ , respectiv:

$$R_{B \max} = B_{1 \max} - B_{2 \min}; \quad (13.3)$$

$$R_{B \min} = B_{1 \min} - B_{2 \max}. \quad (13.4)$$

Dar, valorile limită pot fi înlocuite prin valorile nominale și abaterile limită corespunzătoare, adică :

$$N_{RB} + A_{sRB} = (N_{B1} + A_{sB1}) - (N_{B2} + A_{tB2}), \quad (13.5)$$

$$N_{RB} + A_{tRB} = (N_{B1} + A_{tB1}) - (N_{B2} + A_{sB2}), \quad (13.6)$$

În care :  $A_{sRB}$  este abaterea superioară a dimensiunii de închidere  $R_B$ ;

$A_{tRB}$  — abaterea inferioară a dimensiunii de închidere  $R_B$ ;

$A_{sB1}$  — abaterea superioară a dimensiunii  $B_1$ ;

$A_{tB1}$  — abaterea inferioară a dimensiunii  $B_1$ ;

$A_{sB2}$  — abaterea superioară a dimensiunii  $B_2$ ;

$A_{tB2}$  — abaterea inferioară a dimensiunii  $B_2$ ;

Dacă din relațiile (13.5) și (13.6) se scade relația (13.1), se obține :

$$A_{sRB} = A_{sB1} - A_{tB2}; \quad (13.7)$$

$$A_{tRB} = A_{tB1} - A_{sB2}. \quad (13.8)$$

Generalizînd pentru orice lanț cu  $n$  dimensiuni, relațiile pentru abaterile limită ale dimensiunii de închidere se pot scrie astfel :

$$A_{sRB} = \sum_{j=1}^m A_{sBj} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{tBj},$$

adică : abaterea superioară a dimensiunii de închidere este egală cu diferența algebrică dintre suma abaterilor superioare ale dimensiunilor măritoare și suma abaterilor inferioare ale dimensiunilor reducătoare ;

$$A_{tRB} = \sum_{j=1}^m A_{tBj} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{sBj}, \quad (13.10)$$

adică : abaterea inferioară a dimensiunii de închidere este egală cu diferența algebrică dintre suma abaterilor inferioare ale dimensiunilor măritoare și suma abaterilor superioare ale dimensiunilor reducătoare.

În exemplul luat (v. fig. 13.4) :

$$A_{sRB} = A_{sB1} - A_{tB2} = +0,10 - (-0,06) = +0,16 \text{ mm};$$

$$A_{tRB} = A_{tB1} - A_{sB2} = -0,10 - (+0,08) = -0,18 \text{ mm}.$$

Toleranța dimensiunii de închidere se poate calcula ca diferența dintre valorile limită sau dintre abaterile limită prescrise :

$$T_{RB} = R_{B \max} - R_{B \min} = A_{sRB} - A_{tRB}. \quad (13.11)$$

Înlocuind, de exemplu, abaterile limită prin expresiile (13.7) și (13.8) și grupînd pe dimensiunile corespunzătoare, se obține :

$$T_{RB} = (A_{sB1} - A_{tB2}) - (A_{tB1} - A_{sB2}) = (A_{sB1} - A_{tB1}) + (A_{sB2} - A_{tB2}) = T_{B1} + T_{B2}. \quad (13.12)$$



adică toleranța dimensiunii de închidere este egală, teoretic, cu suma toleranțelor dimensiunilor primare ale lanțului.

La exemplul luat :

$$T_{RB} = A_{sRB} - A_{iRB} = +0,16 - (-0,18) = 0,34 \text{ mm.}$$

sau

$$T_{RB} = T_{B1} + T_{B2} = 0,20 + 0,14 = 0,34 \text{ mm.}$$

Pentru cazul general, respectiv pentru orice lanț cu  $n$  dimensiuni :

$$T_{RB} = \sum_{j=1}^{n-1} T_{Bj}. \quad (13.13)$$

Pe baza relației (13.13) se pot trage următoarele concluzii :

— așa cum s-a mai menționat, se recomandă ca lanțul să aibă un număr cât mai mic de dimensiuni, pentru ca dimensiunea de închidere să nu rezulte cu o toleranță excesiv de mare, mai ales în cazurile când această dimensiune are o anumită importanță funcțională (de exemplu, în lanțurile de dimensiuni de asamblare);

— în situația când trebuie să se determine valoarea nominală, abaterile limită și toleranța unei dimensiuni primare cunoscându-se valorile nominale, abaterile și toleranțele celorlalte dimensiuni primare, precum și ale dimensiunii de închidere, calculele se vor efectua prin aplicarea strictă a relațiilor (13.2), (13.9), (13.10) și (13.13); în caz contrar, rezultatele vor fi complet eronate.

Expresiile (13.2), (13.9), (13.10) și (13.13) sînt relațiile fundamentale ale lanțurilor de dimensiuni, respectiv relațiile care stau la baza rezolvării problemelor directă și inversă ale lanțurilor de dimensiuni.

### 13.2.2. METODA ALGEBRICĂ (ELABORATĂ DE PROF. EMERIT DR. DOC. ING. I. LĂZĂRESCU)

În aplicarea acestei metode se pornește de la faptul că, într-o sumă sau diferență de mărimi tolerate, fiecare mărime trebuie luată sub forma desfășurată (valoare nominală și abateri limită), după care se adună sau se scad între ele părțile de același fel. Evident, în cazul diferențelor, semnul minus în fața unei mărimi tolerate schimbă atât semnul valorii nominale, cât și semnele abaterilor și, ca urmare, abaterile își vor schimba locul (abaterea superioară va deveni inferioară, iar cea inferioară va deveni abatere superioară).

Astfel, pentru o sumă oarecare de mărimi tolerate :

$$R_B = B_1 + B_2 + B_3$$

se poate scrie :

$$\begin{aligned} N_{RB} + A_{sRB} &= N_{B1} + A_{sB1} + N_{B2} + A_{sB2} + N_{B3} + A_{sB3} = \\ &= (N_{B1} + N_{B2} + N_{B3}) + A_{sB1} + A_{sB2} + A_{sB3} = \left( \sum_{j=1}^{n-1} N_{Bj} \right) + \sum_{j=1}^{n-1} A_{sBj} + \sum_{j=1}^{n-1} A_{iBj}, \end{aligned} \quad (13.14)$$

în care prin  $A$ , și  $A_i$  sînt notate abaterile superioare și inferioare cuprinzînd și semnul și valorile acestora.

Toleranța dimensiunii de închidere se determină ca în cazul metodei de maxim și minim, respectiv cu ajutorul relațiilor (13.11) și (13.13).

Dacă, de exemplu,  $B_1 = 120_{-0,25}^{-0,05}$  mm,  $B_2 = 30_{-0,04}^{+0,03}$  mm și  $B_3 = 50_{-0,04}^{+0,06}$  mm, atunci dimensiunea de închidere va fi :

$$R_B = 120_{-0,25}^{-0,05} + 30_{-0,04}^{+0,03} + 50_{-0,04}^{+0,06} = (120 + 30 + 50)_{-0,25 - 0,04 - 0,04}^{-0,05 + 0,03 + 0,06} = 200_{-0,33}^{+0,04} \text{ mm};$$

$$T_{RB} = A_{RB} - A_{iRB} = +0,04 - (-0,33) = T_{B1} + T_{B2} + T_{B3} = 0,20 + 0,07 + 0,10 = 0,37 \text{ mm}.$$

Pentru o diferență oarecare de mărimi tolerate :

$$R_B = B_1 + B_2 - B_3$$

se poate scrie :

$$\begin{aligned} N_{RB}^{+A_{sRB}} + A_{iRB} &= N_{B1}^{+A_{sB1}} + A_{iB1} + N_{B2}^{+A_{sB2}} + A_{iB2} - \left( N_{B3}^{+A_{sB3}} + A_{iB3} \right) = N_{B1}^{+A_{sB1}} + \\ &+ N_{B2}^{+A_{sB2}} - N_{B3}^{-A_{iB3}} = (N_{B1} + N_{B2} - N_{B3})^{+A_{sB1} + A_{sB2} - A_{iB3}}_{+A_{iB1} + A_{iB2} - A_{sB3}} \end{aligned}$$

Dacă, pentru exemplificare, se iau aceleași valori pentru  $B_1$ ,  $B_2$  și  $B_3$ , se obține :

$$N_{RB}^{+A_{sRB}} + A_{iRB} = 120_{-0,25}^{-0,05} + 30_{-0,04}^{+0,03} - (50_{-0,04}^{+0,06}) = 120_{-0,25}^{-0,05} + 30_{-0,04}^{+0,03} - 50_{-0,06}^{+0,04} =$$

$$= (120 + 30 - 50)_{-0,25 - 0,04 - 0,06}^{-0,05 + 0,03 + 0,04} = 100_{-0,35}^{+0,02} \text{ mm};$$

$$T_{RB} = A_{RB} - A_{iRB} = +0,02 - (-0,35) = T_{B1} + T_{B2} + T_{B3} = 0,20 + 0,07 + 0,10 = 0,37 \text{ mm}$$

Metoda algebrică de determinare a valorii nominale, abaterilor limită și toleranței dimensiunii de închidere conduce, în ultimă instanță, la același rezultat ca și metoda de minim și maxim, dar este mai simplă și mai rapidă în aplicare.

### 13.2.3. METODA PROBABILISTICĂ

Deoarece valorile nominale ale dimensiunilor primare sînt valori constante, cu dispersia  $D_{(N_{Bj})} = 0$  și abaterea medie pătratică  $\sigma_{(N_{Bj})} = 0$ , valoarea nominală a dimensiunii de închidere se determină la fel ca prin metoda de maxim și minim sau ca prin metoda algebrică.

În ce privește calculul abaterilor limită și al toleranței dimensiunii de închidere, se vor aplica cele expuse în cap. 4, ținînd seama de faptul că dimensiunile primare sînt mărimi cu caracter întîmplător și au distribuții proprii.

Pornind de la proprietatea că dispersia unei sume de mărimi întîmplătoare este egală cu suma dispersiilor mărimilor întîmplătoare date, pentru dimensiunea de închidere se poate scrie :

$$D_{(R_B)} = D_{(B_1)} + D_{(B_2)} + \dots + D_{(B_{n-1})} = \sum_{j=1}^{n-1} D_{(B_j)}. \quad (13.15)$$



Dar,

$$\sigma^2_{(R_B)} = D_{(R_B)}, \quad (13.16)$$

de unde :

$$\sigma^2_{(R_B)} = \sigma^2_{(B_1)} + \sigma^2_{(B_2)} + \dots + \sigma^2_{(B_{n-1})} = \sum_{j=1}^{n-1} \sigma^2_{(B_j)} \quad (13.17)$$

sau

$$\sigma_{(R_B)} = \sqrt{\sigma^2_{(B_1)} + \sigma^2_{(B_2)} + \dots + \sigma^2_{(B_{n-1})}} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} \sigma^2_{(B_j)}}, \quad (13.18)$$

adică, abaterea medie pătratică a dimensiunii de închidere este egală cu radical din suma pătratelor abaterilor medii pătratice ale dimensiunilor primare ale lanțului (semnul minus în fața radicalului a fost omis, deoarece abaterea medie pătratică este o valoare pozitivă).

Un important parametru statistic este așa-numita *abatere relativă medie pătratică*, exprimată prin relația :

$$\lambda = \frac{\sigma}{\frac{v}{2}} = \frac{2\sigma}{v} = \frac{1}{z}, \quad (13.19)$$

În care :  $v$  este amplitudinea intervalului de împrăștiere, care, în cazul unei mărimi oarecare  $x$ , are valoarea  $v = x_{max} - x_{min}$  ;

$z = v/2\sigma$  — raportul dintre jumătatea amplitudinii și abaterea medie pătratică.

Pentru legea de distribuție normală, considerată ca etalon,  $v = 6\sigma$ , respectiv  $z = 3$  și, în ultimă instanță,

$$\lambda_e = \frac{1}{3}. \quad (13.20)$$

Dacă amplitudinea intervalului de împrăștiere se ia egală cu toleranța, respectiv  $v = T$ , expresia (13.19) capătă forma generală :

$$\lambda = \frac{\sigma}{0,5T}. \quad (13.21)$$

Raportul :

$$k = \frac{\lambda}{\lambda_e} \quad (13.22)$$

se numește *coeficient de împrăștiere relativă* și caracterizează împrăștierea după o lege de distribuție considerată în comparație cu legea de distribuție normală (etalon).

Dacă  $\lambda$ , se înlocuiește cu valoarea din relația (13.20) și se ține seama de relația (13.19), se obține :

$$k = 3\lambda = 3 \frac{2\sigma}{v} = \frac{6\sigma}{v}, \quad (13.23)$$

Din relația (13.21),

$$\sigma = 0,5\lambda \cdot T. \quad (13.24)$$

Înlocuind această expresie în relația (13.18), rezultă :

$$\lambda_{RB} T_{RB} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} \lambda_{Bj}^2 T_{Bj}^2}. \quad (13.25)$$

Conform relației (13.22), se poate scrie :

$$\lambda_{RB} = k_{RB} \cdot \lambda_e \text{ și } \lambda_{Bj} = k_{Bj} \cdot \lambda_e, \quad (13.26)$$

și atunci relația (13.25) se transformă astfel :

$$k_{RB} \cdot \lambda_e T_{RB \text{ pr.}} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} k_{Bj}^2 \lambda_e^2 T_{Bj}^2}, \quad (13.27)$$

de unde :

$$T_{RB \text{ pr.}} = \frac{1}{k_{RB}} \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} k_{Bj}^2 \cdot T_{Bj}^2}. \quad (13.28)$$

Presupunând că dimensiunile primare ale lanțului au, pentru valorile lor efective, o distribuție care se conduce după legea normală (Gauss-Laplace), dimensiunea de închidere va avea o distribuție după aceeași lege și relația (13.28) devine :

$$T_{RB \text{ pr.}} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_{Bj}^2} \quad (13.29)$$

întrucât  $k_R = k_{Bj} = 1$  (prin  $T_{RB \text{ pr.}}$  s-a notat *toleranța probabilă sau practică* a dimensiunii de închidere).

La aceeași relație (13.29) se poate ajunge și dacă, pornind de la relația (13.18), se presupune, de la început, că distribuția valorilor efective ale dimensiunilor primare se conduce după legea lui Gauss-Laplace. Într-adevăr, dacă :  $T_{B1} = 6\sigma_{B1}$ ,  $T_{B2} = 6\sigma_{B2}$ , ...  $T_{Bn-1} = 6\sigma_{Bn-1}$ , relația (13.18) se poate scrie astfel :

$$\sigma_{(RB)} = \sqrt{\left(\frac{T_{B1}}{6}\right)^2 + \left(\frac{T_{B2}}{6}\right)^2 + \dots + \left(\frac{T_{Bn-1}}{6}\right)^2} = \frac{1}{6} \sqrt{T_{B1}^2 + T_{B2}^2 + \dots + T_{Bn-1}^2} \quad (13.30)$$

de unde :

$$6 \sigma_{(RB)} = T_{RB \text{ pr.}} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_{Bj}^2}. \quad (13.31)$$

În situația când dimensiunile primare ale lanțului au același fel de distribuție dar diferă de distribuția normală sau lanțul are un număr mare de dimen-



siuni ( $n > 6$ ), toleranța probabilă a dimensiunii de închidere se calculează cu relația :

$$T_{RB \text{ pr.}} = \frac{k_D}{k_{RB}} \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} k_{B_j}^2 \cdot T_{B_j}^2} \quad (13.32)$$

sau, pentru distribuția normală a dimensiunilor de închidere,

$$T_{RB \text{ pr.}} = k_D \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_{B_j}^2} \quad (13.33)$$

În care

$$k_D = 1,8 - 0,8 \frac{\sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_{B_j}^2}}{\sum_{j=1}^{n-1} T_{B_j}} \quad (13.34)$$

Relațiile (13.28) ... (13.33) arată că toleranța dimensiunii de închidere determinată prin metoda probabilistică este mai mică decât toleranța dimensiunii de închidere determinată prin metoda de maxim și minim sau prin metoda algebrică (fig. 13.5 și 13.6). Acest lucru are foarte mare importanță mai ales la rezolvarea problemei inverse (de proiectare) a lanțurilor de dimensiuni.

Abaterile limită probabile (practice) ale dimensiunii de închidere se pot calcula fie în funcție de abaterile limită teoretice determinate prin metoda de maxim și minim sau metoda algebrică, fie în funcție de valoarea centrală a dimensiunii de închidere.

În primul caz, se poate scrie (fig. 13.5)

$$A_{sRB \text{ pr.}} = A_{sRB} - \frac{T_{sRB} - T_{sRB \text{ pr.}}}{2} ; \quad (13.35)$$

$$A_{iRB \text{ pr.}} = A_{iRB} + \frac{T_{sRB} - T_{sRB \text{ pr.}}}{2} . \quad (13.36)$$

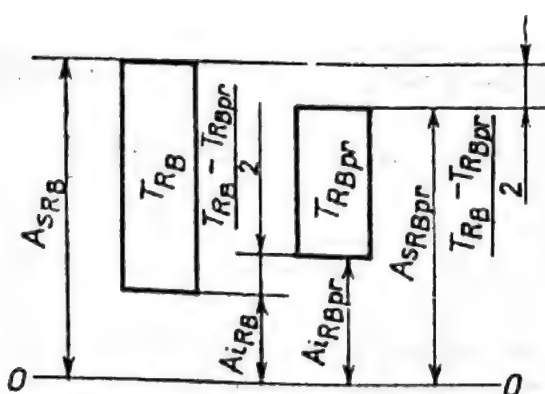


Fig. 13.5. Toleranța teoretică și toleranța probabilistică a dimensiunii de închidere.

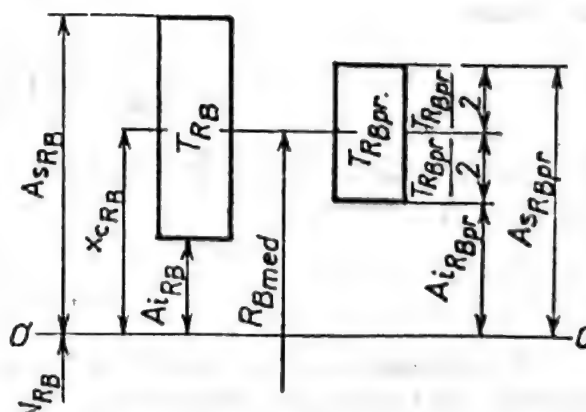


Fig. 13.6. Toleranța teoretică și toleranța probabilistică a dimensiunii de închidere.

În cel de-al doilea caz (fig. 13.6), se pornește de la *coeficientul de asimetrie relativă* (v. cap. 4), care caracterizează deplasarea valorii medii  $\mu$  a mărimii date față de mijlocul cîmpului de toleranță (valoarea centrală)  $x_c$  și care are expresia generală :

$$\alpha = \frac{\mu - x_c}{\frac{T}{2}}. \quad (13.37)$$

Cînd valoarea nominală și abaterile limită ale unei dimensiuni sînt cunoscute, valoarea centrală  $x_c$  se calculează ca diferența dintre valoarea medie (semisuma valorilor limită) și valoarea nominală sau ca semisuma algebrică a abaterilor limită.

Acest coeficient poate avea valoare pozitivă, negativă sau zero, indicînd sensul asimetriei, respectiv lipsa ei.

Din relația (13.37) se poate scoate relația :

$$\mu = x_c + \alpha \frac{T}{2}. \quad (13.38)$$

Avînd în vedere proprietatea (v. cap. 4) că valoarea medie a unei sume algebrice de mărimi întîmplătoare este egală cu suma algebrică a mediilor mărimilor întîmplătoare date, pentru lanțurile de dimensiuni se poate scrie :

$$\mu_{RB} = \sum_{j=1}^{n-1} \mu_{Bj}. \quad (13.39)$$

Pe baza acestei relații, se poate scrie pentru fiecare termen în parte:

$$\mu_{RB} = x_{cRB} + \alpha_{RB} \frac{T_{RB}}{2}; \quad \mu_{B1} = x_{cB1} + \alpha_{B1} \frac{T_{B1}}{2};$$

$$\mu_{B2} = x_{cB2} + \alpha_{B2} \frac{T_{B2}}{2}; \dots; \mu_{B_{n-1}} = x_{cB_{n-1}} + \alpha_{B_{n-1}} \frac{T_{B_{n-1}}}{2}.$$

Pentru că, indiferent de asimetria distribuțiilor dimensiunilor primare, distribuția dimensiunii de închidere este sau tinde către o distribuție simetrică, se poate considera  $\alpha_{RB} = 0$ . Ca urmare, înlocuindu-se aceste relații în (13.39), se obține :

$$x_{cRB} = \sum_{j=1}^{n-1} \left( x_{cBj} + \alpha_{Bj} \frac{T_{Bj}}{2} \right) \quad (13.40)$$

Dacă și distribuțiile dimensiunilor primare sînt simetrice,  $\alpha_{Bj} = 0$  și relația (13.40) devine :

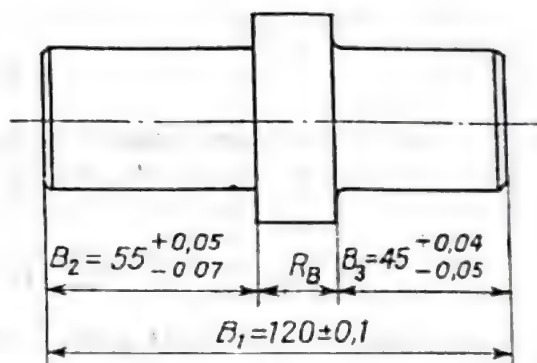
$$x_{cRB} = \sum_{j=1}^{n-1} x_{cBj}. \quad (13.41)$$

În ultimă instanță, abaterile limită ale dimensiunii de închidere se calculează, în funcție de mijlocul cîmpului de toleranță, cu relația :

$$A_{sRB\ pr} = x_{cRB} + \frac{T_{RB\ pr}}{2}; \quad (13.42)$$



Fig. 13.7. Lanț cu patru dimensiuni.



$$A_{iRB pr} = x_{cRB} - \frac{T_{RB pr}}{2} \quad (13.43)$$

\*  
\*      \*

Pentru a înțelege mai bine cele expuse, vor fi calculate, prin aplicarea celor trei metode, valoarea nominală, toleranța și abaterile limită ale dimensiunii de închidere din lanțul prezentat în figura 13.7.

a. Prin metoda de maxim și minim. Dimensiunea  $B_1$  este dimensiunea primară măritoare, iar  $B_2$  și  $B_3$  sînt dimensiuni primare reducătoare.

Conform relației (13.2), valoarea nominală a dimensiunii de închidere este :

$$N_{RB} = N_{B1} - (N_{B2} + N_{B3}) = 120 - (55 + 45) = 120 - 100 = 20 \text{ mm.}$$

Aplicînd relațiile (13.9) și (13.10), abaterile limită ale dimensiunii de închidere sînt

$$A_{iRB} = A_{iB1} - (A_{iB2} + A_{iB3}) = +0,10 - (-0,007 - 0,05) = 0,22 \text{ mm ;}$$

$$A_{sRB} = A_{sB1} - (A_{sB2} + A_{sB3}) = -0,10 - (+0,05 + 0,04) = -0,19 \text{ mm.}$$

Toleranța dimensiunii de închidere se determină ca și diferența abaterilor limită și conform relației (13.13) :

$$T_{RB} = A_{iRB} - A_{sRB} = 0,22 - (-0,19) = T_{B1} + T_{B2} + T_{B3} = 0,20 + 0,12 + 0,09 = 0,41 \text{ mm.}$$

În final, rezultă :

$$R_B = 20 \begin{smallmatrix} +0,22 \\ -0,19 \end{smallmatrix} \text{ mm.}$$

b. Prin metoda algebrică. Conform relației (13.14), se determină, simultan, valoarea nominală și abaterile limită ale dimensiunii de închidere :

$$\begin{aligned} N_{RB} + A_{iRB} &= N_{B1} + A_{iB1} - \left( N_{B2} + A_{iB2} \right) - \left( N_{B3} + A_{iB3} \right) = 120 \pm 0,1 - 55 \begin{smallmatrix} +0,07 \\ -0,05 \end{smallmatrix} - \\ &- 45 \begin{smallmatrix} +0,05 \\ -0,04 \end{smallmatrix} = (120 - 55 - 45) \begin{smallmatrix} +0,10 + 0,07 + 0,05 \\ -0,10 - 0,05 - 0,04 \end{smallmatrix} = 20 \begin{smallmatrix} +0,22 \\ -0,19 \end{smallmatrix} \text{ mm.} \end{aligned}$$

Pentru verificare, se calculează toleranța cu una din relațiile obișnuite :

$$T_{RB} = A_{iRB} - A_{sRB} = 0,22 - (-0,19) = 0,20 + 0,12 + 0,09 = 0,41 \text{ mm.}$$

Rezultatul obținut (mai repede) este același cu cel de la metoda de maxim și minim,

$$R_B = 20^{+0,22}_{-0,19} \text{ mm.}$$

c. Prin metoda probabilistică. Considerând că dimensiunile primare  $B_1$ ,  $B_2$  și  $B_3$  au o distribuție după legea normală,  $k_{RB}=1$ ,  $k_D=1$  și  $\alpha_{B1}=0$ . În acest caz, pentru calculul toleranței dimensiunii de închidere se folosește relația (13.29) sau (13.31):

$$T_{RB \text{ pr.}} = \sqrt{T_{B1}^2 + T_{B2}^2 + T_{B3}^2} = \sqrt{0,20^2 + 0,12^2 + 0,09^2} = 0,25 \text{ mm}$$

Cunoscând abaterile limită teoretice determinate prin metoda de maxim și minim sau prin metoda algebrică, abaterile limită probabile ale dimensiunii de închidere se vor calcula cu ajutorul relațiilor (13.35) și respectiv (13.36):

$$A_{RB \text{ pr.}} = A_{RB} - \frac{T_{RB} - T_{RB \text{ pr.}}}{2} = 0,22 - \frac{0,41 - 0,25}{2} = 0,22 - 0,08 = +0,14 \text{ mm};$$

$$A_{iRB \text{ pr.}} = A_{iRB} + \frac{T_{RB} - T_{RB \text{ pr.}}}{2} = -0,19 + 0,08 = -0,11 \text{ mm.}$$

Ca rezultat final, s-a obținut:

$$R_{B \text{ pr.}} = 20^{+0,14}_{-0,11} \text{ mm.}$$

Aplicând relațiile (13.41) ... (13.43), se obține:

$$\begin{aligned} x_{cRB} &= x_{cB1} - x_{cB2} - x_{cB3} = \left( \frac{+0,1 - 0,1}{2} \right) - \left( \frac{+0,05 - 0,07}{2} \right) - \left( \frac{+0,04 - 0,05}{2} \right) = \\ &= 0 - (-0,01) - (-0,005) = 0,015 \text{ mm}; \end{aligned}$$

$$A_{iRB \text{ pr.}} = x_{cRB} + \frac{T_{RB \text{ pr.}}}{2} = 0,015 + \frac{0,25}{2} = 0,015 + 0,125 = +0,14 \text{ mm};$$

$$A_{RB \text{ pr.}} = x_{cRB} - \frac{T_{RB \text{ pr.}}}{2} = 0,015 - \frac{0,25}{2} = 0,015 - 0,125 = -0,11 \text{ mm.}$$

Rezultatele obținute prin metoda probabilistică arată că precizia practică (probabilă) a dimensiunii de închidere este mai mare, respectiv toleranța acestei dimensiuni este simțitor mai mică decât cea rezultată prin metoda de maxim și minim sau prin metoda algebrică.

Mai interesante sînt calculele legate, în unele cazuri, de trecerea de la lanțul de dimensiuni de proiectare (funcțional) la lanțul de dimensiuni tehnologic. Fie, de exemplu, lanțul de dimensiuni de proiectare prezentat în figura 13.8, a, în care sînt prescrise dimensiunile primare funcționale  $B_1$ ,  $B_2$  și  $B_3$ , lungimea totală  $R_B$  fiind dimensiunea de închidere. Dar, din punct de vedere tehnologic, mai rațională este cotarea din figura 13.8, b (lanț de dimen-

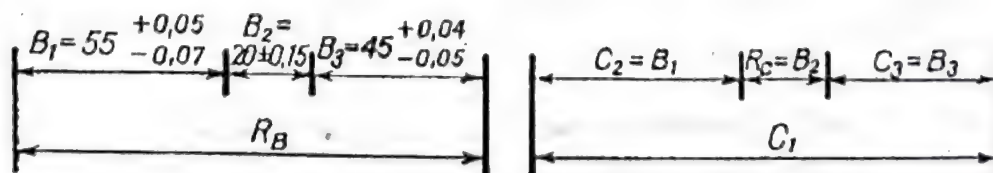


Fig. 13.8. Lanț de dimensiuni de proiectare (a) și lanț de dimensiuni tehnologic (b).



siuni tehnologic), în care dimensiuni primare sînt  $C_1$ ,  $C_2=B_1$  și  $C_3=B_3$ , dimensiune de închidere fiind  $R_C=B_2$ . La acest din urmă lanț trebuie calculată, deci, dimensiunea primară  $C_1$ .

Calculule se vor efectua prin fiecare din cele trei metode.

a. Prin metoda de maxim și minim. Respectînd strict relațiile fundamentale ale lanțurilor de dimensiuni, se poate scrie

— valoarea nominală a dimensiunii de închidere,

$$N_{RC} = N_{C1} - N_{C2} - N_{C3},$$

de unde, valoarea nominală a dimensiunii  $C_1$

$$N_{C1} = N_{RC} + N_{C2} + N_{C3} = N_{B2} + N_{B1} + N_{B3} = 20 + 55 + 45 = 120 \text{ mm};$$

— abaterea superioară a dimensiunii de închidere

$$A_{RC} = A_{C1} - A_{C2} - A_{C3},$$

de unde, abaterea superioară a dimensiunii  $C_1$

$$A_{C1} = A_{RC} + A_{C2} + A_{C3} = A_{B2} + A_{B1} + A_{B3} = 0,15 - 0,07 - 0,05 = 0,03 \text{ mm};$$

— abaterea inferioară a dimensiunii de închidere

$$A_{RC} = A_{C1} - A_{C2} - A_{C3},$$

de unde, abaterea inferioară a dimensiunii  $C_1$

$$A_{C1} = A_{RC} + A_{C2} + A_{C3} = A_{B2} + A_{B1} + A_{B3} = -0,15 + 0,05 + 0,04 = -0,06 \text{ mm};$$

— toleranța dimensiunii de închidere

$$T_{RC} = T_{C1} + T_{C2} + T_{C3},$$

de unde, toleranța dimensiunii  $C_1$

$$T_{C1} = T_{RC} - T_{C2} - T_{C3} = T_{B2} - T_{B1} - T_{B3} = 0,30 - 0,12 - 0,009 = 0,09 \text{ mm}$$

dar în același timp,

$$T_{C1} = A_{C1} - A_{C1} = 0,03 - (-0,06) = 0,09 \text{ mm}.$$

Rezultatul final se poate scrie sub forma :

$$C_1 = 120^{+0,03}_{-0,06} \text{ mm}.$$

b. Prin metoda algebrică. Conform relației (13.14), pentru dimensiunea de închidere se poate scrie :

$$N_{RC} + A_{RC} = N_{C1} + A_{C1} - \left( N_{C2} + A_{C2} \right) - \left( N_{C3} + A_{C3} \right).$$

Făcînd înlocuirile corespunzătoare, se obține :

$$20 \pm 0,15 = (N_{C1} - 55 - 45) + A_{C1} + 0,07 + 0,05 - 0,05 - 0,04.$$

Valoarea nominală a dimensiunii  $C_1$  :

$$20 = N_{C1} - 55 - 45 ; N_{C1} = 20 + 55 + 45 = 120 \text{ mm.}$$

Abaterea superioară a dimensiunii  $C_1$

$$0,15 = A_{C1} + 0,07 + 0,05 ; \Rightarrow A_{C1} = 0,15 - 0,07 - 0,05 = 0,03 \text{ mm.}$$

Abaterea inferioară a dimensiunii  $C_1$

$$-0,15 = A_{C1} - 0,05 - 0,04 \Rightarrow A_{C1} = -0,15 + 0,05 + 0,04 = -0,06 \text{ mm}$$

Rezultatul final

$$C_1 = 120^{+0,03}_{-0,06} \text{ mm}$$

este același ca și după calculul prin metoda de maxim și minim.

c. Prin metoda probabilistică. Se consideră  $k_{RC} = 1$  și  $\alpha_{RC} = \alpha_{Cj} = 0$ .

Valoarea nominală a dimensiunii de închidere

$$N_{RC} = N_{C1} - N_{C2} - N_{C3},$$

de unde, valoarea nominală a dimensiunii  $C_1$  este :

$$N_{C1} = N_{RC} + N_{C2} + N_{C3} = 20 + 55 + 45 = 120 \text{ mm.}$$

Toleranța dimensiunii de închidere va fi :

$$T_{RC \text{ pr}} = \sqrt{T_{C1}^2 + T_{C2}^2 + T_{C3}^2},$$

de unde, toleranța dimensiunii  $C_1$  va avea valoarea :

$$T_{C1} = \sqrt{T_{RC}^2 - T_{C2}^2 - T_{C3}^2} = \sqrt{0,30^2 - 0,12^2 - 0,09^2} \approx 0,26 \text{ mm.}$$

După cum se vede, toleranța dimensiunii primare  $C_1$  rezultă, prin metoda probabilistică, mult mai mare decât prin metoda de maxim și minim sau prin metoda algebrică, ceea ce este foarte convenabil din punct de vedere tehnologic.

Valoarea centrală (mijlocul toleranței) dimensiunii  $C_1$  se determină din relația :

$$x_{RC} = x_{C1} - x_{C2} - x_{C3},$$

respectiv :

$$\begin{aligned} x_{C1} &= x_{RC} + x_{C2} + x_{C3} = x_{B2} + x_{R1} + x_{B3} = 0 + \left( \frac{0,05 - 0,07}{2} \right) + \left( \frac{0,04 - 0,05}{2} \right) = \\ &= 0 - 0,01 - 0,005 = -0,015 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Abaterile limită probabile ale dimensiunii  $C_1$  sînt :

$$A_{C1} = x_{C1} + \frac{T_{C1}}{2} = -0,015 + \frac{0,260}{2} = -0,015 + 0,130 = +0,115 \text{ mm ;}$$

$$A_{C1} = x_{C1} - \frac{T_{C1}}{2} = -0,015 - 0,130 = -0,145 \text{ mm.}$$

Rezultatul final este :

$$C_1 \text{ pr} = 120^{+0,115}_{-0,145} \text{ mm.}$$

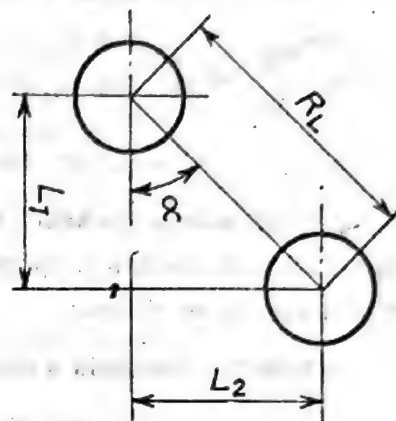


### 13.3. REZOLVAREA PROBLEMEI DIRECTE A LANȚURILOR DE DIMENSIUNI LINIARE NEPARALELE

Rezolvarea problemei directe a lanțurilor de dimensiuni liniare neparalele se face prin aceleași metode ca și în cazul lanțurilor de dimensiuni paralele.

Fie lanțul de dimensiuni liniare neparalele prezentat în figura 13.9, în care  $L_1$  și  $L_2$  sînt dimensiuni primare, iar distanța  $R_L$  dintre centrele celor două găuri este dimensiune de închidere. Problema se poate reduce la rezol-

Fig. 13.9. Lanț de dimensiuni liniare neparalele.



varea unui lanț cu dimensiuni paralele, dacă dimensiunile primare se proiectează pe direcția dimensiunii de închidere:

$$R_L = L_1 \cos \alpha + L_2 \cos (90^\circ - \alpha).$$

Această relație arată că valorile nominale și variațiile dimensiunilor primare nu se transmit integral la dimensiunea de închidere, ci într-un anumit raport, determinat, în cazul de față, de  $\cos \alpha$  și respectiv  $\cos (90^\circ - \alpha)$ . Dacă aceste rapoarte de transmitere se notează cu  $K_1$  și respectiv  $K_2$ , se poate scrie:

$$R_L = K_1 L_1 + K_2 L_2 = \sum_{j=1}^n K_j \cdot L_j.$$

Rapoartele de transmitere  $K_1, K_2, \dots, K_n$  au, fiecare, o anumită valoare care depinde de expresia raportului și un anumit semn care depinde de faptul dacă dimensiunea primară este măritoare (+) sau reducătoare (-).

Ținînd seama de cele expuse, rezolvarea lanțului de dimensiuni dat, pentru  $L_1 = L_2 = 100 \pm 0,1$  mm și  $\alpha = 45^\circ$ , se face după cum urmează:

a. Prin metoda de maxim și minim:

— Valoarea nominală a dimensiunii de închidere  $R_L$  va fi:

$$N_{R_L} = K_1 N_{L_1} + K_2 N_{L_2} = 100 \cos 45^\circ + 100 \cos 45^\circ = 2 \cdot 100 \cdot 0,707 = 141,4 \text{ mm.}$$

— Abaterile limită ale dimensiunii  $R_L$  se calculează astfel:

$$A_{R_L} = K_1 A_{L_1} + K_2 A_{L_2} = 0,1 \cos 45^\circ + 0,1 \cos 45^\circ = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,707 \approx 0,141 \text{ mm ;}$$

$$A_{iR_L} = K_1 A_{iL_1} + K_2 A_{iL_2} = -0,1 \cos 45^\circ - 0,1 \cos 45^\circ = -2 \cdot 0,1 \cdot 0,707 \approx -0,141 \text{ mm.}$$

— Toleranța dimensiunii de închidere va fi :

$$T_{RL} = A_{RL} - A_{RL} = 0,141 - (-0,141) = K_1 T_{L1} + K_2 T_{L2} = 2 \cdot 0,2 \cdot \cos 45^\circ = \\ = 2 \cdot 0,2 \cdot 0,707 = 0,282 \text{ mm.}$$

Rezultatul final se poate scrie sub forma :

$$R_L = 141,4 \pm 0,141 \text{ mm.}$$

b. Prin metoda algebrică. Valoarea nominală, abaterile limită și toleranța dimensiunii de închidere se calculează astfel :

$$R_L + A_{RL} = K_1 \left( N_{L1} + A_{L1} \right) + K_2 \left( N_{L2} + A_{L2} \right) = (K_1 N_{L1} + K_2 N_{L2}) \left( \begin{matrix} +K_1 A_{L1} + K_2 A_{L2} \\ +K_1 A_{L1} + K_2 A_{L2} \end{matrix} \right) = \\ = (0,707 \cdot 100 + 0,707 \cdot 100) \pm 2 \cdot 0,1 \cdot 0,707 = 141,4 \pm 0,141 \text{ mm.}$$

c. Prin metoda probabilistică. Presupunind, pentru dimensiunile primare și pentru dimensiunea de închidere, o distribuție normală și simetrică ( $k_{L1} = k_{L2} = k_{RL} = 1$  și  $\sigma_{L1} = \sigma_{L2} = \sigma_{RL} = 0$ ), se obține :

— valoarea nominală a dimensiunii de închidere:

$$N_{RL} = K_1 N_{L1} + K_2 N_{L2} = 2 \cdot 100 \cdot 0,707 = 141,4 \text{ mm ;}$$

— toleranța dimensiunii de închidere :

$$T_{RL} = \sqrt{K_1^2 T_{L1}^2 + K_2^2 T_{L2}^2} = 0,707 \cdot 0,2 \sqrt{2} = 0,1988 \approx 0,2 \text{ mm ;}$$

— Intrucit la dimensiunile primare abaterile limită sînt egale în valoare absolută (toleranțe simetrice), dimensiunea de închidere va avea, de asemenea, abateri limită egale în valoare absolută :

$$A_{RL} = +0,1 \text{ mm și } A_{RL} = -0,1 \text{ mm.}$$

În final,

$$R_L = 141,4 \pm 0,1 \text{ mm.}$$

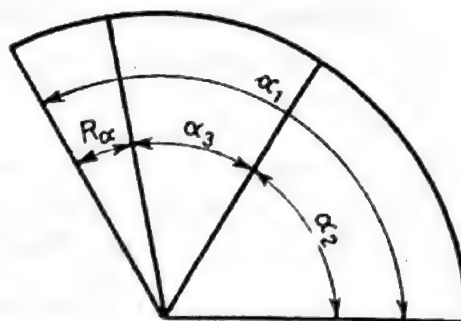
### 13.4. REZOLVAREA PROBLEMEI DIRECTE A LANȚURILOR DE DIMENSIUNI UNGHIULARE

Problema directă a lanțurilor de dimensiuni unghiulare se rezolvă, în general, prin aceleași metode ca și problema directă a lanțurilor de dimensiuni tratate mai înainte.

Fie, de exemplu, lanțul de dimensiuni unghiulare prezentat în figura 13.10 și în care dimensiunile unghiulare primare au următoarele valori :  $\alpha_1 = 120^\circ \pm \pm 30'$ ,  $\alpha_2 = 60^\circ \pm 20'$  și  $\alpha_3 = 40^\circ + 20'$ . Calculele se efectuează după cum urmează (unghiul  $\alpha_1$  este dimensiune măritoare, iar unghiurile  $\alpha_2$  și  $\alpha_3$  sînt dimensiuni reducătoare).



Fig. 13.10. Lanț de dimensiuni unghiulare.



a. Prin metoda de maxim și minim :

— Valoarea nominală a dimensiunii unghiulare de închidere :

$$N_{R\alpha} = N_{\alpha_1} - N_{\alpha_2} - N_{\alpha_3} = 120 - 60 - 40 = 20^\circ ;$$

— Abaterile limită ale dimensiunii unghiulare de închidere sînt :

$$A_{R\alpha} = A_{\alpha_1} - A_{\alpha_2} - A_{\alpha_3} = 30' - (-20') - 0 = 50' ;$$

$$A_{iR\alpha} = A_{i\alpha_1} - A_{i\alpha_2} - A_{i\alpha_3} = -30' - 20' - 20' = -70' = -1^\circ 10'$$

— Toleranța dimensiunii unghiulare  $R\alpha$  :

$$T_{R\alpha} = A_{R\alpha} - A_{iR\alpha} = 50' - (-70') = 120' = 2^\circ$$

sau

$$T_{R\alpha} = T_{\alpha_1} + T_{\alpha_2} + T_{\alpha_3} = 60' + 40' + 20' = 120' = 2^\circ.$$

În final, rezultatul este :

$$R\alpha = 20^\circ \begin{smallmatrix} +50' \\ -70' \end{smallmatrix}.$$

b. Prin metoda algebrică. Pentru valoarea nominală și abaterile limită ale dimensiunii  $R\alpha$  se poate scrie :

$$\begin{aligned} R\alpha + A_{iR\alpha} &= N_{\alpha_1} + A_{i\alpha_1} - \left( N_{\alpha_2} + A_{i\alpha_2} \right) - \left( N_{\alpha_3} + A_{i\alpha_3} \right) = \\ &= (N_{\alpha_1} - N_{\alpha_2} - N_{\alpha_3}) + A_{i\alpha_1} - A_{i\alpha_2} - A_{i\alpha_3} = (120 - 60 - 40) \begin{smallmatrix} 30' + 20' \\ -30' - 20' - 20' \end{smallmatrix} = 20^\circ \begin{smallmatrix} +50' \\ -70' \end{smallmatrix}. \end{aligned}$$

c. Prin metoda probabilistică. Pentru dimensiunile unghiulare primare și pentru  $R\alpha$  se consideră distribuția normală și asimetria zero.

— Valoarea nominală a lui  $R\alpha$  (ca la metoda de maxim și minim) :

$$N_{R\alpha} = N_{\alpha_1} - N_{\alpha_2} - N_{\alpha_3} = 120^\circ - 60^\circ - 40^\circ = 20^\circ.$$

— Toleranța dimensiunii de închidere  $R\alpha$  :

$$T_{R\alpha} = \sqrt{T_{\alpha_1}^2 + T_{\alpha_2}^2 + T_{\alpha_3}^2} = \sqrt{60^2 + 40^2 + 20^2} = \sqrt{5600} = 74'.$$

— Abaterile limită ale dimensiunii de închidere :

$$x_{cRa} = x_{ca_1} - x_{ca_2} - x_{ca_3} = 0 - 0 - 10' = -10' ;$$

$$A_{Ra} = x_{cRa} + \frac{T_{Ra}}{2} = -10 + 37 = 27' ;$$

$$A'_{Ra} = x_{cRa} - \frac{T_{Ra}}{2} = -10 - 37 = -47' .$$

Rezultatul calculului prin metoda probabilistică :

$$R_a = 20^{\circ} \begin{smallmatrix} +27' \\ -47' \end{smallmatrix}$$

### 13.5. REZOLVAREA PROBLEMEI INVERSE A LANȚURILOR DE DIMENSIUNI

Problema inversă a lanțurilor de dimensiuni mai este numită și *problema de proiectare*. Dar, în mod practic, ea este, așa cum se va vedea, și o problemă tehnologică, ce trebuie să fie rezolvată corespunzător cu condițiile concrete (tehnologice) de realizare a pieselor și produselor în industria constructoare de mașini, respectându-se, evident, condițiile prescrise la proiectare.

În funcție de o serie de factori și condiții (complexitatea lanțurilor, precizia impusă dimensiunilor, volumul de producție etc.), problema inversă a lanțurilor de dimensiuni se poate rezolva prin următoarele metode :

- metoda toleranței medii ;
- metoda determinării preciziei lanțului de dimensiuni ;
- metoda sortării pe grupe de dimensiuni ;
- metoda reglării ;
- metoda ajustării.

#### 13.5.1. METODA TOLERANȚEI MEDII

În figura 13.11, *a* este prezentată o parte din ansamblul unui reductor, al cărui lanț de dimensiuni este redat schematic în figura 13.11, *b*. Se cere să se determine toleranțele și abaterile limită ale dimensiunilor primare, astfel ca,

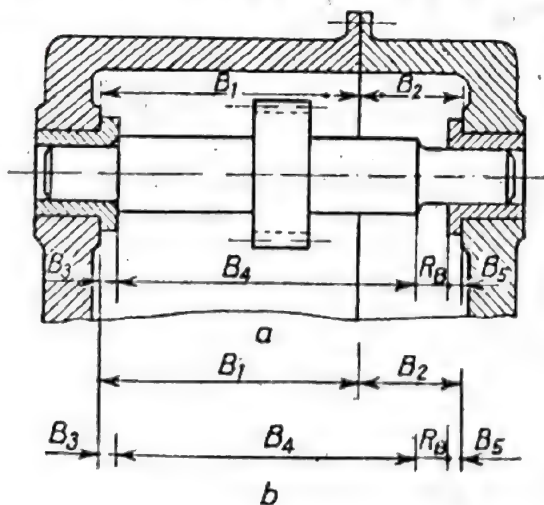


Fig. 13.11. Lanț de dimensiuni din ansamblu unui reductor.



prin asamblarea neselectivă a pieselor componente, dimensiunea de închidere să rezulte la valori între limitele prescrise, respectiv la  $R_B = 15_{-0,3}^{+0,5}$  mm; valorile nominale ale dimensiunilor primare sînt:  $N_{B1} = 140$  mm,  $N_{B2} = 60$  mm,  $N_{B3} = N_{B5} = 10$  mm și  $N_{B4} = 165$  mm.

Dacă se presupune că dimensiunile primare sînt egale ca valoare nominală, ca importanță funcțională și ca dificultate tehnologică de realizare, toleranțele lor sînt egale între ele și egale cu o toleranță medie calculată pe baza relației (13.13):

$$T_{Bj} = \frac{T_{RB}}{n-1} = \frac{0,8}{5} = 0,16 \text{ mm.} \quad (13.45)$$

Această toleranță poate fi considerată doar ca valoare orientativă și, în consecință, pentru fiecare dimensiune primară, în funcție de mărimea ei, de importanța pe care o are în lanț (sau în asamblare, în general) și, mai ales, de dificultățile tehnologice de realizare, se stabilește o toleranță corespunzătoare, mai mare, eventual egală sau mai mică decît toleranța medie.

Pentru lanțul de dimensiuni luat ca exemplu, se stabilesc următoarele valori ale toleranțelor:

$$T_{B1} = T_{B4} = 0,24 \text{ mm}; T_{B2} = 0,16 \text{ mm}; T_{B3} = T_{B5} = 0,08 \text{ mm.}$$

În ce privește valorile abaterilor limită, respectiv pozițiile toleranțelor față de valorile nominale ale dimensiunilor primare, se recomandă următoarea soluție, rezultată din relațiile fundamentale ale lanțurilor de dimensiuni:

— pentru toleranțele dimensiunilor primare măritoare se stabilește o poziție identică cu poziția toleranței dimensiunii de închidere (în aceeași proporție deasupra, dedesubtul sau de o parte și alta a liniei zero);

— pentru toleranțele dimensiunilor primare reducătoare, se stabilește o poziție exact inversă poziției toleranței dimensiunii de închidere.

În exemplul analizat, toleranța dimensiunii de închidere se află în proporție de 5/8 deasupra liniei zero și 3/8 dedesubtul liniei zero. Ca urmare, dimensiunile primare cu toleranțe și abateri limită vor fi (dimensiuni măritoare sînt  $B_1$  și  $B_2$ , dimensiuni reducătoare  $B_3$ ,  $B_4$  și  $B_5$ ):

$$B_1 = 140_{-0,09}^{+0,15} \text{ mm}; B_2 = 60_{-0,06}^{+0,10} \text{ mm};$$

$$B_3 = B_5 = 10_{-0,05}^{+0,03} \text{ mm}; B_4 = 165_{-0,15}^{+0,09} \text{ mm.}$$

Făcîndu-se verificarea conform relațiilor (13.9) și (13.10), se constată că abaterile au fost corect determinate.

De menționat că toleranțele pot avea și alte poziții dacă, pornind de la soluția expusă imediat mai înainte, abaterile limită superioare și inferioare se măresc sau se micșorează, cu aceeași valoare și în același sens, atît la dimensiunile primare, cît și la cele reducătoare.

Problema determinării toleranțelor se poate rezolva și probabilistic. Conform relației (13.29), pentru presupunerea că toleranțele dimensiunilor primare sînt egale între ele, se poate scrie:

$$T_{Bj} = \frac{T_{BR}}{\sqrt{n-1}} = \frac{0,8}{\sqrt{5}} \approx 0,36 \text{ mm.}$$

În acest caz, dimensiunile primare, cu toleranțe și abateri limită sînt :

$$B_1 = 140_{-0,21}^{+0,35} \text{ mm}; B_2 = 60_{-0,13}^{+0,21} \text{ mm};$$

$$B_3 = B_5 = 10_{-0,10}^{+0,06} \text{ mm}; B_4 = 165_{-0,35}^{+0,21}.$$

Rezolvarea probabilistică este, evident, mai convenabilă din punct de vedere tehnologic, dar poate fi luată în considerare numai dacă procesul de realizare a dimensiunilor primare este bine pus la punct.

Metoda toleranței medii se poate aplica, cu mare ușurință și rapiditate, în producția de serie mare și de masă.

### 13.5.2. METODA DETERMINĂRII PRECIZIEI LANȚULUI

În cadrul acestei metode, se face o analogie cu asamblările pieselor lîse, respectiv cilindrice (v. cap. 6). Dacă se ia în considerare relația (6.1), se poate scrie :

$$k = \frac{T}{i}, \quad (13.46)$$

în care :  $k$  este coeficientul ale cărui valori corespund diferitelor trepte de precizie ISO (respectiv clase de precizie STAS);

$T$  — toleranța dimensiunii, în  $\mu\text{m}$ ;

$i$  — unitatea de toleranță, în  $\mu\text{m}$ .

În cazul lanțurilor de dimensiuni liniare sau unghiulare, coeficientul  $k$  este numărul de unități de toleranță care caracterizează precizia lanțului; în locul lui  $T$  se trece valoarea toleranței dimensiunii de închidere, iar în locul lui  $i$  se trece suma unităților de toleranță pentru dimensiunile primare ( $T_{\Sigma B}$  fiind o sumă de toleranțe). Ca urmare :

$$k = \frac{T_{\Sigma B}}{\sum_{j=1}^{n-1} i_{Bj}}. \quad (13.47)$$

Lucrînd cu valorile numerice ale exemplului din figura 13.11, se calculează :

$$k_e = \frac{T_{\Sigma B}}{i_{B1} + i_{B2} + i_{B3} + i_{B4} + i_{B5}} = \frac{800}{2 \cdot 0,5 \sqrt[3]{150} + 2 \cdot 0,5 \sqrt[3]{8} + 0,5 \sqrt[3]{65}} \approx \frac{800}{9,3} \approx 86.$$

**Observație.** În relația lui  $i$ , sub radical s-a trecut, prin analogie cu diametrele, dimensiunea medie a intervalului din care face parte valoarea nominală a dimensiunii primare respective; pentru  $i$  s-a considerat relația (6.5).

Pe baza numărului calculat  $k_e = 86$ , se adoptă numărul  $k_{ad} = 100$ , cel mai apropiat (și mai mare) prevăzut în STAS, cărui să corespundă treapta de precizie 11 din ISO (v. tab. 6.2). Din tabelele 2 — STAS 8102-68 sau 8103-68, pentru dimensiunile primare se iau următoarele toleranțe :

$$T_{B1} = T_{B4} = 0,25 \text{ mm}; T_{B2} = 0,10 \text{ mm}; T_{B3} = T_{B5} = 0,09 \text{ mm}.$$



Aplicând, pentru determinarea abaterilor limită, soluția de mai înainte, se poate scrie :

$$B_1 = 140_{-0,09}^{+0,16} \text{ mm}; B_2 = 60_{-0,08}^{+0,11} \text{ mm};$$

$$B_3 = B_5 = 10_{-0,05}^{+0,04} \text{ mm}; B_4 = 165_{-0,16}^{+0,09} \text{ mm}.$$

Făcându-se verificarea, se constată că, prin metoda la maxim și minim, toleranța teoretică a dimensiunii de închidere rezultă mai mare, respectiv  $T_{RB} = A_{iRB} - A_{eRB} = 0,53 - (-0,34) = 0,87 \text{ mm}$ . Depășirea de 0,07 mm față de valoarea prescrisă poate fi neglijată, întrucît probabilistic (practic) toleranța  $T_{RB}$  ar rezulta mai mică decît 0,8 mm.

Probabilistic, precizia lanțului de dimensiuni se poate determina cu relația :

$$K = \frac{T_{RB}}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} t_{Bj}^2}} \quad (13.48)$$

În exemplul analizat,

$$k_c = \frac{800}{\sqrt{2(0,5\sqrt[3]{150})^2 + 2(0,5\sqrt[3]{8})^2 + (0,5\sqrt[3]{65})^2}} \approx \frac{800}{4,5} \approx 180.$$

Se adoptă  $k_{ad} = 160$  (v. tab. 6.2), cărui îi corespunde treapta de precizie 12 din ISO. Din aceleași tabele 2 (STAS 8102-68 sau 8103-68) se iau următoarele toleranțe pentru dimensiunile primare :

$$T_{B1} = T_{B4} = 0,40 \text{ mm}; T_{B2} = 0,30 \text{ mm}; T_{B3} = T_{B5} = 0,15 \text{ mm}$$

Aplicînd, pentru determinarea abaterilor limită, soluția de la § 13.5.1, în final se poate scrie :

$$B_1 = 140_{-0,15}^{+0,25} \text{ mm}; B_2 = 60_{-0,12}^{+0,18} \text{ mm};$$

$$B_3 = B_5 = 10_{-0,10}^{+0,05} \text{ mm}; B_4 = 165_{-0,25}^{+0,15} \text{ mm}.$$

Metoda determinării preciziei lanțului se aplică în producția de serie mare și de masă, în condițiile interschimbabilității totale, cînd asamblarea pieselor componente se face fără nici o selecție prealabilă. Întrucît în calculele efectuate s-a considerat că dimensiunile primare ale lanțului au, toate, aceeași precizie, se admite ca, după caz, toleranțele dimensiunilor mai dificile din punct de vedere tehnologic să fie mărite cu o treaptă de precizie, iar toleranțele dimensiunilor fără probleme din punct de vedere tehnologic să fie micșorate cu o treaptă de precizie. În acest fel, rezolvarea lanțurilor de dimensiuni devine mult mai economică.

### 13.5.3. METODA SORTĂRII PE GRUPE DE DIMENSIUNI

Această metodă, care, după cum se va vedea, este foarte eficientă din punct de vedere economic, se aplică în cazurile cînd toleranța dimensiunii de închidere este mică sau foarte mică.

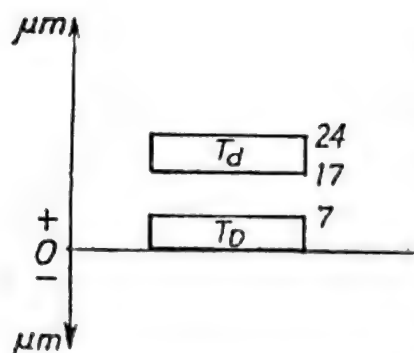


Fig. 13.12. Ajustajul cu strângere  $\text{Ø}50 \text{ H4/n4}$ .

Pentru expunerea metodei, se va considera, ca exemplu, ajustajul cu strângere  $\text{Ø}50_{n4}^{H4} = \frac{\text{Ø}50_{+0,007}^{+0,007}}{\text{Ø}50_{+0,017}^{+0,024}}$ , prezentat schematic în figura 13.12 și care este, în același timp, unul din cele mai simple lanțuri de dimensiuni.

În acest caz, diametrul alezajului și diametrul arborelui sînt dimensiuni primare, iar strîngerea care rezultă constituie diferenșunea de închidere. Toleranțele celor două diametre sînt  $T_D = T_d = 0,007 \text{ mm}$ , iar ajustajul dat asigură strîngeri efective între următoarele strîngeri limită :

$$S_{\max} = a_s - A_i = 0,024 - 0 = 0,024 \text{ mm}$$

$$S_{\min} = a_s - A_i = 0,017 - 0,007 = 0,010 \text{ mm},$$

ar toleranța teoretică a strîngerii este :

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} = 0,024 - 0,010 = T_D + T_d = 0,007 + 0,007 = 0,014 \text{ mm}.$$

Toleranțele celor două diametre sînt atît de mici, încît respectarea lor prin procedeele de prelucrare obișnuite este foarte dificilă și neeconomică. Soluția cea mai bună constă, pentru început, în prelucrarea pieselor cu toleranțe economice, de  $n$  ori mai mari decît cele prescrise inițial ; noile toleranțe de execuție vor fi :

$$T_{Dec} = n \cdot T_D \text{ și } T_{dec} = n \cdot T_d. \quad (13.49)$$

Fie, de exemplu,  $n=6$  ; atunci (fig. 13.13) :

$$T_{Dec} = T_{dec} = 6 \cdot 0,007 = 0,042 \text{ mm}.$$

Se recomandă ca poziția toleranțelor mărite (economice) să se stabilească pornind de la poziția toleranțelor inițiale (piesa unitară rămînînd ca atare), astfel ca, în final, strîngerile inițiale să rămînă neschimbate.

În acest caz, pe desenele de execuție separate ale alezajului și arborelui se vor prescrie :

— pentru alezaj :  $\text{Ø}50_{+0,042}^{+0,042} \text{ mm}$  ;

— pentru arbore :  $\text{Ø}50_{+0,017}^{+0,059} \text{ mm}$ .

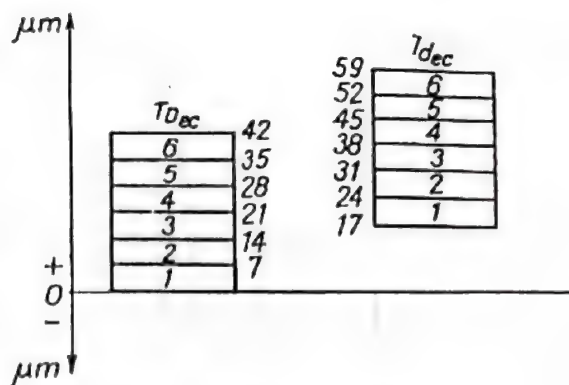
După prelucrarea pieselor și realizarea diametrelor conform toleranțelor economice, alezajele și arborii se măsoară bucată cu bucată și, după dimensiuni, se împart în șase grupe, numite *grupe de sortare*, care se numerotează de la 1 la 6, în aceeași ordine la arbori ca și la alezaje.

Prima grupă de alezaje cuprinde toate alezajele cu diametrele efective între 50,000 și 50,007 mm ; a doua grupă va cuprinde alezajele cu diametre efective între 50,007 și 50,014 mm ș.a.m.d., conform figurii 13.13. Prima grupă de arbori va cuprinde arborii cu diametrele efective între 50,017 și 50,024 mm ; a doua grupă va cuprinde arborii cu diametre efective între 50,024 și 50,031 mm ș.a.m.d. (v. fig. 13.13).

Asamblarea se va face numai între piesele din grupe cu același număr de ordine : alezaje din grupa 1 cu arbori din grupa 1, alezaje din grupa 2 cu



Fig. 13.13. Toleranțele economice și grupe de sortare când  $T_D = T_d$ .



arbori din grupa 2 ș.a.m.d. Indiferent de grupele de sortare, se vor obține aceleași strângeri limită și aceeași toleranță a ajustajului (a strîngerii), egale cu cele prescrise inițial:

$$S_{max1} = a_{s1} - A_{t1} = 0,024 - 0 = 0,024 \text{ mm};$$

$$S_{min1} = a_{t1} - A_{s1} = 0,017 - 0,007 = 0,010 \text{ mm};$$

$$T_{s1} = S_{max1} - S_{min1} = 0,024 - 0,010 = T_{D1} + T_{d1} = 0,014 \text{ mm};$$

.....

$$S_{max6} = a_{s6} - A_{t6} = 0,059 - 0,035 = 0,024 \text{ mm};$$

$$S_{min6} = a_{t6} - A_{s6} = 0,052 - 0,042 = 0,010 \text{ mm};$$

$$T_{s6} = S_{max6} - S_{min6} = 0,024 - 0,010 = T_{D6} + T_{d6} = 0,014 \text{ mm}.$$

Numărul grupelor de sortare se determină în funcție de mărimea toleranțelor prescrise inițial și de precizia (toleranța) economică de prelucrare a pieselor.

În cazul cînd, inițial, toleranța unui diametru este mai mare decît toleranța celui alt diametru, ceea ce se întîmplă frecvent la ajustajele preferențiale ISO, toleranța ajustajului rămîne la aceeași valoare pentru orice grupă de sortare, dar valorile jocurilor limită sau ale strîngerilor limită se schimbă de la o grupă la alta. Acest lucru duce, în ultimă instanță, la o toleranță totală a ajustajului (pentru toate asamblările din toate grupele) mai mare decît cea prescrisă inițial.

Fie, de exemplu, ajustajul cu strîngere  $\varnothing 50 \frac{H5}{n4} = \frac{\varnothing 50^{+0,011}_0}{\varnothing 50^{+0,024}_{+0,017}}$  (fig.13.14). Dacă se stabilește inițial  $n=6$  (fiecare toleranță inițială se mărește de șase ori), se obține ajustajul prezentat schematic în figura 13.15. Asamblarea prin sortare se va solda cu strîngerile limită date în tabelul 13.2.

După cum se poate constata, strîngerile limită sînt diferite de la o grupă de sortare la alta și ajustajul își schimbă caracterul: de la ajustaj cu strîngere, la ajustaj intermediar.

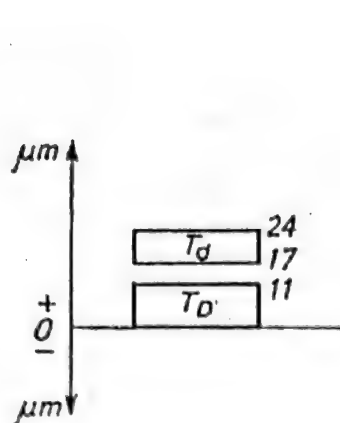


Fig. 13.14. Ajustajul cu stringere Ø50 H5/n4.

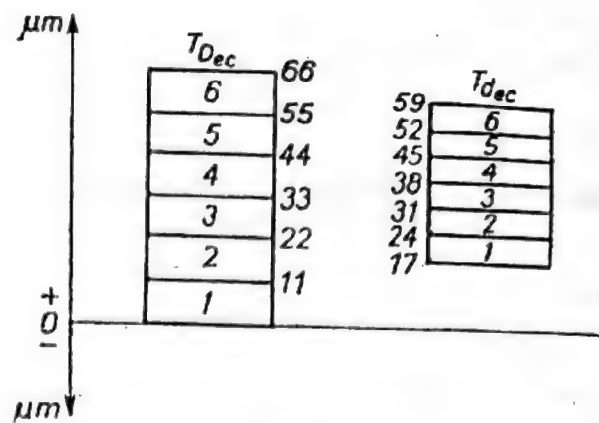


Fig. 13.15. Toleranțe economice și grupe de sortare când  $T_D > T_A$ .

Toleranța integrală a stringerii pentru toate asamblările din grupele 1...6 este egală cu diferența dintre cea mai mare stringere maximă ( $S_{max_{max}}$ ) și cea mai mică stringere minimă ( $S_{min_{min}}$ ):

$$T_{tot} = S_{max_{max}} - S_{min_{min}} = 0,024 - (-0,014) = 0,038 \text{ mm},$$

sau

$$T_{tot} = S_{max_1} - S_{min_1} + 5(T_D - T_A),$$

$$T_{tot} = S_{max_2} - S_{min_2} + 5(T_D - T_A),$$

$$\dots \dots \dots$$

$$T_{tot} = S_{max_l} - S_{min_l} + (n-1)(T_D - T_A).$$

Tabelul 13.2

Valorile stringerilor limită la sortare

Grupele de sortare	$S_{max_l}$ mm	$S_{min_l}$ mm	$T_{tot}$ mm
1	0,024	0,006	0,018
2	0,020	0,002	0,018
3	0,016	-0,002	0,018
4	0,012	-0,006	0,018
5	0,008	-0,010	0,018
6	0,004	-0,014	0,018



Ținând seama de faptul că  $S_{max} - S_{min} = T_D + T_d$ , pentru cazul general, respectiv pentru orice fel de ajustaj se poate scrie :

— cînd  $T_D > T_d$  :

$$T_{aj, tot} = T_D + T_d + (n-1)(T_D - T_d); \quad (13.50)$$

— cînd  $T_d > T_D$  :

$$T_{aj, tot} = T_D + T_d + (n-1)(T_d - T_D). \quad (13.51)$$

Este clar că, în situația analizată, toleranța integrală (totală) a ajustajului este cu atît mai mare față de cea prescrisă inițial, cu cît numărul  $n$  al grupelor de sortare este mai mare și cu cît diferența dintre toleranța alezajului și toleranța arborelui (sau invers) este, de asemenea, mai mare.

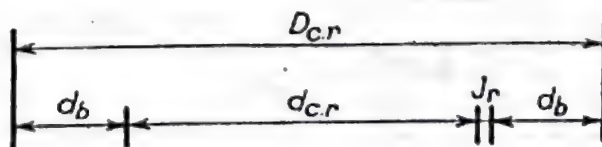
În aceste condiții, metoda sortării nu mai poate fi aplicată, întrucît nu mai respectă caracteristicile inițiale ale ajustajului. Singura soluție posibilă constă în micșorarea toleranței (sau a toleranțelor) mai mari pînă la o valoare egală cu cea mai mică dintre toleranțe. În acest fel, se ajunge la prima situație cînd  $T_D = T_d$  sau, în general pentru orice lanț de dimensiuni, cînd  $T_{B_1} = T_{B_2} = \dots = T_{B_{n-1}}$ , aplicarea sortării devenind, totuși posibilă.

Un exemplu tipic de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni prin metoda sortării îl constituie lanțul de dimensiuni de la rulmenții radiali (cu bile sau cu role), la care dimensiunea de închidere este jocul radial. Acest joc, cu limite prescrise foarte strînse, depinde de patru dimensiuni primare (fig. 13.16) : diametrul  $D_{e,r}$  al căii de rulare a inelului exterior, diametrul  $d_{e,r}$  al căii de rulare a inelului interior și de două ori diametrul  $d_b$  al bilelor (sau rolelor). Primul diametru este dimensiune măritoare, iar celelalte sînt dimensiuni reducătoare. La fiecare dintre aceste dimensiuni se stabilește inițial cîte o toleranță egală cu o pătrime din toleranța jocului radial prescris ( $T_{D_{e,r}} = T_{d_{e,r}} = T_{d_b} = \frac{J_r}{4}$ ) și se determină abaterile limită în funcție de abaterile limită ale

jocului radial. Apoi, în funcție de cea mai mare și mai dificilă (tehnologic) dimensiune, adică în funcție de mărimea diametrului  $D_{e,r}$  al căii de rulare a inelului exterior, se stabilește mărimea toleranței economice (multiplu  $n$  de valoarea  $J_r/4$ ), aceeași pentru toate cele patru diametre, care se prescrie pe desenele de execuție ale inelelor și bilelor (rolelor). Sigur că, în aceste condiții, numărul  $n$  al grupelor de sortare poate fi oricît de mare.

Metoda sortării se aplică, cu mare eficiență, în producția de serie mare și de masă, la lanțuri de dimensiuni de asamblare cu dimensiuni de închidere (jocuri, stringeri, dimensiuni de poziționare etc.) care trebuie să rezulte cu o precizie înaltă. Aplicarea are loc, însă, în condițiile unei interschimbabilități limitate din cauza, pe de o parte, a însăși existenței grupelor de sortare, iar, pe de altă parte, a necesității unui control în volum de 100% al dimensiunilor.

Fig. 13.16. Lanț de dimensiuni la rulmenți.



#### 13.5.4. METODA REGLĂRII

Prin aplicarea acestei metode, dimensiunile primare ale lanțului se execută la precizii (toleranțe) convenabile din punct de vedere tehnologic, iar dimensiunea de închidere se obține, între limitele prescrise, fie pe baza introducerii în lanț a unei dimensiuni suplimentare de compensare, fie pe baza schimbării (măririi sau micșorării) uneia din dimensiunile primare (numită, de asemenea, dimensiune de compensare). Mijlocul cu ajutorul căruia se realizează compensarea (reglarea) la dimensiunea de închidere dată se numește *compensator*.

În primul caz se folosesc așa-numitele *compensatoare fixe*, care pot fi: inele, șaibe, garnituri, bușe etc. În figura 13.17 este prezentat, drept compensator, un inel cu dimensiunea  $C$  fixat pe arbore, cu ajutorul căruia dimensiunea  $R_B$  din lanțul de dimensiuni din figura 13.11 este redusă la o valoare efectivă cuprinsă între limitele prescrise; dimensiunea  $C$  de compensare devine, în felul acesta, a șasea dimensiune primară din lanț.

În cel de-al doilea caz, se utilizează așa-numitele *compensatoare mobile*, care pot fi: cu *reglare (compensare) periodică* sau cu *reglare continuă (automată)*. Ca exemplu de compensator mobil de primul tip poate servi piulița conică 3, cu ajutorul căreia, periodic, se reglează jocul dintre filetul bușei 2 și filetul șurubului micrometric 1 (fig. 13.18) din ansamblul micrometrului; reglarea

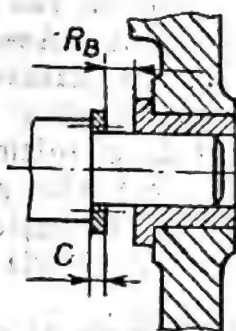


Fig. 13.17. Lanț de dimensiuni cu compensator fix.

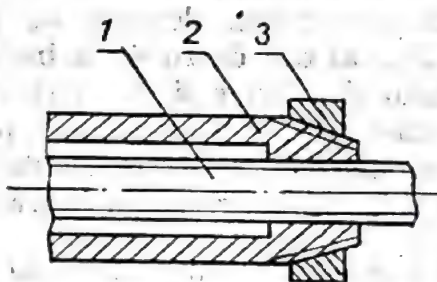


Fig. 13.18. Lanț de dimensiuni cu compensator mobil periodic.

jocului este necesară pentru compensarea uzurii pe diametrul mediu al filetului. În figura 13.19 este prezentat un compensator mobil sub formă de arc elicoidal, cu ajutorul căruia se reglează, continuu și automat, jocul la rulmenții cu role conice.

Reglarea cu ajutorul compensatoarelor fixe se aplică, de obicei, la asamblare în producția individuală și de serie mică, întrucât, până la obținerea dimensiunii de închidere între limitele prescrise, necesită montări și demontări repetate.

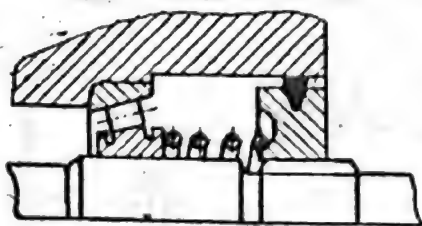


Fig. 13.19. Lanț de dimensiuni cu compensator mobil continuu.



Reglarea cu ajutorul compensatoarelor mobile poate fi aplicată, la asamblare și în exploatare, atât în producția individuală și de serie mică, cât și în producția de serie mare și masă.

### 13.5.5. METODA AJUSTĂRII

Pentru aducerea dimensiunii de închidere a lanțului între limitele prescrise, această metodă presupune schimbarea valorii uneia din dimensiunile primare prin prelucrarea suplimentară (ajustare) unei anumite suprafețe de contact; dimensiunile primare ale lanțului se realizează la precizii (toleranțe) convenabile din punct de vedere tehnologic.

În figura 13.20 este prezentat un subansamblu, în care brida 1 are rolul de a împiedica ridicarea saniei 2 prin deplasarea acesteia pe ghidajul batiului 3.

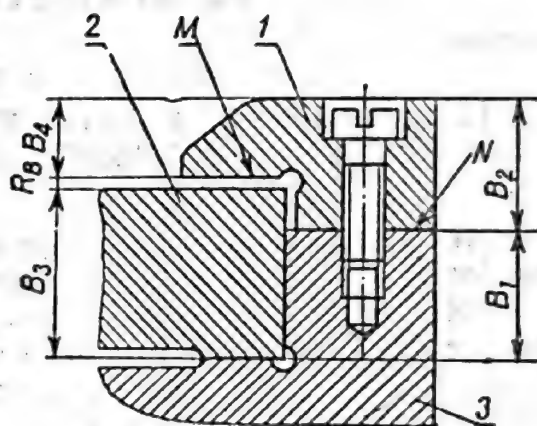


Fig. 13.20. Rezolvarea problemei inverse prin metoda ajustării.

Conform condițiilor tehnice prescrise, dimensiunea de închidere  $R_B$  a lanțului de dimensiuni, respectiv jocul dintre sanie și brida trebuie să aibă valori cuprinse între 0,3 și 0,5 mm. În afara situației normale, când ajustarea nu este necesară, poate interveni una din situațiile când este necesară ajustarea:

— jocul dintre brida 1 și sania 2 este mai mic decât 0,3 mm și atunci trebuie rectificată suplimentar suprafața  $M$ ; în această situație se micșorează dimensiunea primară reducătoare  $B_4$ ;

— jocul dintre brida 1 și sania 2 este mai mare decât 0,5 mm, deci trebuie prelucrată suprafața  $N$  a bridei; în aceste situații se micșorează dimensiunea primară măritoare  $B_2$ .

Principalul avantaj al metodei ajustării îl constituie posibilitatea realizării, la precizia cerută, a dimensiunii de închidere în condiții economice convenabile; în schimb, trebuie să se execute prelucrări suplimentare, de obicei, de înaltă calificare, ceea ce exclude interschimbabilitatea în producție (la montaj).

## METODE DE CONTROL BAZATE PE STATISTICA MATEMATICĂ

### 14.1. FUNCȚIILE, IMPORTANȚA ȘI AVANTAJELE APLICĂRII METODELOR DE CONTROL STATISTIC

Metodele de control bazate pe statistica matematică fac parte dintre cele mai înaintate metode aplicate în producția de serie și de masă.

Corespunzător bazei sale științifice și rolului său în producție, controlul statistic are următoarele funcții principale (STAS R 1849-72) :

a. *O funcție cu caracter pasiv*, prin care depistează produsele necorespunzătoare calitativ; ceea ce face aproape inutilă verificarea finală a caracteristicilor urmărite la produsul în cauză sau, cel puțin, verificarea lor la operațiile intermediare la care se aplică controlul statistic.

b. *O funcție cu caracter activ și preventiv*, care se exercită prin informațiile obținute și prin indicațiile asupra felului cum trebuie condus procesul tehnologic pentru ca acesta să fie stabil în timp. Aceste informații și indicații care avertizează asupra dereglărilor preciziei și reglajului procesului de prelucrare, astfel încât să se poată preveni sau reduce numărul produselor prelucrate necorespunzător, arată :

— dacă procesul tehnologic este stabil și produsul corespunde calității prescrise ;

— dacă există pericolul ca procesul tehnologic să înceteze de a mai fi stabil, chiar dacă produsul are încă o calitate corespunzătoare ;

— dacă procesul tehnologic nu mai este stabil, iar produsul nu mai corespunde calității prescrise.

Importanța aplicării metodelor de control bazate pe statistica matematică rezultă din avantajele pe care acestea le au în comparație cu alte metode de control utilizate în condiții similare :

— precizia și corectitudinea indicațiilor date, datorită faptului că aceste metode sînt fundamentate științific ;

— operativitatea și productivitatea metodelor, în sensul că aplicarea acestora (înregistrarea și interpretarea rezultatelor controlului) necesită mult mai puțin timp decît controlul bucată cu bucată (în volum de 100%) ;



— posibilitatea reprezentării sugestive și accesibile înțelegerii a rezultatelor măsurărilor, precum și interpretarea ușoară a acestor rezultate cu ajutorul fișelor și diagramelor de control;

— productivitatea și economicitatea controlului, datorită faptului că măsurările se fac pe probe mici și la intervale mari (de către un număr mic de controlori), iar operațiile de măsurare, prelucrare și interpretare sînt simple și costă puțin;

— posibilitatea mecanizării și automatizării operațiilor de control.

## 14.2. DEFINIȚII ȘI NOȚIUNI DE BAZĂ (DUPĂ STAS 1489-78)

Metodele de control statistic se pot aplica în următoarele situații :

— cînd produsul sau piesa are un rol funcțional important în mașina, aparatul sau instalația din care face parte ;

— cînd piesa sau produsul se execută în serie mare sau în masă ;

— cînd caracteristicile, respectiv dimensiunile controlate, sînt determinant în ce privește calitatea piesei sau a produsului considerat ;

— cînd mașina-unealtă sau instalația prelucrătoare execută o singură operație, mai mult sau mai puțin simplă ; se vor prefera mașini și instalații semiautomate sau automate ;

— cînd se execută operații cu pondere și importanță mare în ce privește calitatea produsului și la care rebutul este relativ mic.

Aplicarea metodelor de control statistic trebuie să fie precedată de pregătirea atentă a celor care vor participa la această aplicare și de verificarea și, eventual, repararea utilajului tehnologic respectiv.

În afara noțiunilor, deja cunoscute, de *cîmp de toleranță*, *cîmp de împrăștiere* și altele legate de acestea, se vor folosi și următoarele noțiuni (unele din ele pentru prima dată) :

— *reglajul mașinii*, caracterizat prin poziția cîmpului de împrăștiere a valorilor caracteristicii examinate față de cîmpul de toleranță prescris ; reglajul mașinii se consideră corespunzător cînd centrul cîmpului de împrăștiere coincide, practic, cu centrul cîmpului de toleranță sau cînd cîmpul de împrăștiere este cuprins integral în cîmpul de toleranță prescris ;

— *precizia mașinii*, caracterizată de mărimea cîmpului de împrăștiere și considerată corespunzătoare atunci cînd cîmpul de împrăștiere este cel mult egal cu cîmpul de toleranță ;

— *proces tehnologic stabil*, cînd variația caracteristicii examinate se datorește numai existenței erorilor întîmplătoare și cînd aceasta are două limite stabile ;

— *proces tehnologic instabil*, cînd variația valorilor caracteristicii examinate este influențată puternic de intervenția unuia sau a mai multor factori sistemici ;

— *proces tehnologic static stabil*, cînd valorile obținute pentru caracteristica examinată, la toate componentele unui lot de produse sau piese, se distribuie după legea normală ;

— *proces tehnologic dinamic stabil*, cînd, pentru toate loturile prelucrate, valorile caracteristicii au, practic, aceeași valoare pentru media aritmetică și aceeași valoare pentru abaterea medie pătratică ;



- proces tehnologic stabil ca reglaj, la care media aritmetică a valorilor caracteristicii se menține, practic și permanent, la aceeași valoare;
- proces tehnologic stabil ca precizie, la care numai abaterea medie pătratică se menține, practic și permanent, la aceeași valoare;
- proces tehnologic instabil atât ca reglaj, cât și ca precizie, la care atât media aritmetică, cât și abaterea medie pătratică nu se mențin constante pentru toate loturile.

Controlul statistic al calității produselor cuprinde următoarele faze:

- analiza premergătoare a procesului de prelucrare;
- întocmirea fișelor de control;
- efectuarea propriu-zisă a controlului statistic.

Indiferent de metoda de control statistic aplicată, analiza premergătoare a procesului tehnologic de prelucrare este obligatorie și se face după metoda expusă în capitolul 4 (§ 4.4.2.) sau după indicațiile din STAS R 1849-72. Prin aceasta se prevede verificarea stabilității procesului tehnologic din punct de vedere static și dinamic.

**Verificarea stabilității statice a procesului tehnologic se desfășoară în felul următor:**

a. Se măsoară valoarea caracteristicii, respectiv a dimensiunii urmărite, pe primele 100 ... 200 piese sau produse prelucrate pe o anumită mașină și cu un anumit reglaj. Rezultatele măsurărilor se înregistrează în ordinea în care au fost obținute; apoi, se ordonează, crescător sau descrescător, se grupează și se trec într-un tabel de frecvențe (v. § 4.4.2).

b. Pe baza datelor din tabelul de frecvențe, se construiește histograma, poligonul de frecvențe sau curba empirică de distribuție. În cazul când forma (alura) histogramei, poligonului de frecvențe sau curbei empirice de distribuție justifică ipoteza prelucrării după curba normală de distribuție, se consideră că procesul tehnologic este static stabil și, din acest punct de vedere, este permisă aplicarea controlului statistic. Din contra, când forma histogramei, poligonului de frecvențe sau curbei empirice este diferită de cea normală, procesul tehnologic se supune verificării, pentru a se descoperi cauzele care dau abateri de la distribuția normală. După stabilirea și, eventual, înlăturarea acestor cauze, verificarea stabilității statice se reia de la început.

**Verificarea stabilității dinamice a procesului tehnologic se desfășoară după cum urmează:**

a. Se pregătesc două formulare: unul sub formă de tabel (fig. 14.1), în care se trec toate datele necesare și altul sub formă de diagramă (fig. 14.2).

b. În prima perioadă de prelucrare sau de execuție, se extrag probe de cîte cinci piese sau produse, luate în intervale de timp nu mai mici de 30 min, ridicate la întîmplare dintre piesele prelucrate în perioada imediat anterioară. Acestea se măsoară cu ajutorul unui aparat cu valoarea diviziunii de cel mult  $1/6$  și cel puțin  $1/20$  din toleranța prescrisă. Valorile obținute se trec în formularul-tabel din figura 14.1, în rîndurile notate cu 1, 2, ..., 5 (cifrele indică numărul de ordine al piesei din probă) și în coloana corespunzătoare datei și orei la care s-a făcut extragerea, coloană în care este indicat și numărul de ordine al probei. Se calculează suma celor cinci valori  $\sum_{i=1}^5 x_i$ , și valoarea obținută



ÎNTEPRINDEREA... I MAI .....  
 SECȚIA..... Mecanică .....  
 SECTORUL..... Mecanic .....  
 ATELIERUL.....  
 LINIA.....  
 MAȘINA..... Rectificat rotund nr.8443

PRODUSUL..... Arbore .....  
 CARACTERISTICA.....  
 CONTROLATA..... Diametrul .....  
 DIM. PRESCRISA.....  $50^{+0,064}_{-0,025}$  .....  
 OPERAȚIA..... Nr.16 rectificare .....  
 PROD. ORARĂ..... 70 buc. ....

APARATUL DE MĂSURAT. Pasometru.  
 VAL. DIVIZIUNII..... 0,002 mm..  
 MĂRIMEA PROBEI..... 5 buc.....  
 INTERVALUL DINTRE  
 DOUĂ PROBE..... 1 oră.....

Data		22.04.75																23.04.75																
Ora		8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	8	9	10	11	12	13	14	15	16								
Nr. de ordine al probei		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25								
Diametrul piesei nr.		1	46	40	42	46	50	48	42	46	40	38	44	52	46	40	48	44	42	50	44	46	38	48	42	36	44							
		2	40	46	50	42	44	42	48	40	48	46	40	46	42	48	52	48	50	44	46	48	44	46	46	46	48							
		3	44	42	46	48	40	40	50	42	46	40	52	48	44	50	46	42	48	42	50	42	36	42	44	50	42							
		4	46	50	42	52	42	52	38	48	46	42	50	48	38	42	38	36	46	40	40	50	42	44	50	42	52							
		5	48	46	40	40	46	42	46	38	42	44	46	46	52	46	40	44	46	42	40	42	48	44	52	44	50							
Suma $\Sigma x_i$		224	224	220	228	222	224	224	214	222	210	232	240	222	226	224	214	232	218	220	228	208	224	234	218	236								
Media $\bar{x}_i$		44,8	44,8	44	45,6	44,4	44,8	44,8	42,8	44,4	42	46,4	48	44,4	45,2	44,8	42,8	46,4	43,6	44	45,6	41,6	44,8	46,8	43,6	47,2								
Amplitudinea $w_i$		8	10	10	12	10	12	12	10	8	8	12	6	14	10	14	12	8	10	10	8	12	6	10	14	10								

$\Sigma \bar{x}_i = 1251,118 \text{ mm}$   
 $\bar{\bar{x}} = \frac{1251,118}{25} \approx 50,045 \text{ mm}$   
 $\Sigma w_i = 0,256 \text{ mm}$   
 $\bar{w} = \frac{0,256}{25} \approx 0,010 \text{ mm}$

Observație: Valorile din rindurile corespunzătoare casetelor 1...5 sînt abaterile, în  $\mu\text{m}$ , ale diametrelor măsurate față de valoarea nominală de 50 mm.

$L_{c.s} = \bar{x} + 0,594 \bar{w} = 50,045 + 0,594 \cdot 0,010 \approx 50,051$ ;  $L_{c.i} = \bar{x} - 0,594 \bar{w} = 50,039 \text{ mm}$ ;  $L'_{c.s} = 2,36 w = 0,024 \text{ mm}$ ;  
 $\sigma = \frac{\bar{w}}{d_n} = \frac{0,010}{2,326} \approx 0,004 \text{ mm}$ ;  $3\sigma = 0,012 \text{ mm}$ .

Fig. 14.1. Formular-tabel pentru verificarea stabilității dinamice a procesului tehnologic.

INTREPRINDEREA...1.M.A.I.....  
 SECTIA.....Mecanică.....  
 SECTORUL.....Mecanic.....  
 ATELIERUL.....  
 LINIA.....  
 MASINA...Rectificat rotund nr.8443  
 PRODUSUL.....Arbore.....  
 CARACTERISTICA.....  
 CONTROLATĂ.....Diametrul.....  
 DİM. PRESCRISĂ...50<sup>+0,064</sup><sub>-0,025</sub>.....  
 OPERATIA...Nr.16 rectificare.....  
 PROD. ORARĂ...70 buc.....  
 APARATUL DE MASURAT...Pasametru.....  
 VAL. DIVIZIUNII.....0,002mm.....  
 MARIMEA PROBEI.....5 buc.....  
 INTERVALUL DINTRE  
 DOUĂ PROBE.....1 oră.....

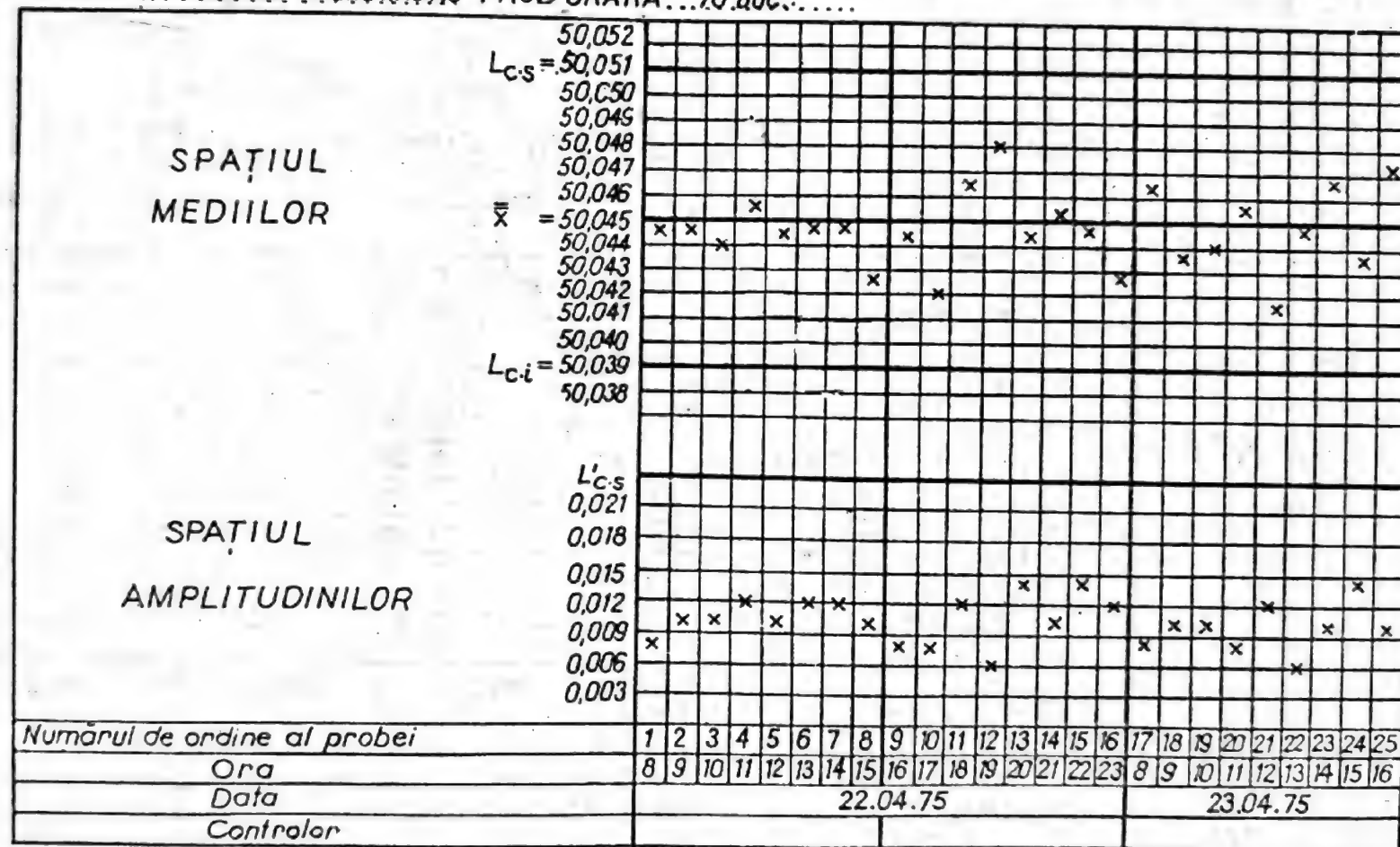


Fig. 14.2. Formular-diagramă pentru verificarea stabilității dinamice a procesului tehnologic.



se trece în rîndul și coloana corespunzătoare. Se calculează, apoi, media aritmetică a celor cinci valori, după relația :

$$\bar{x}_i = \frac{\sum_{j=1}^5 x_j}{5} . \quad (14.1)$$

Valoarea lui  $\bar{x}_i$  se trece, de asemenea, în rîndul și coloana corespunzătoare.

Făcîndu-se diferența dintre cea mai mare și cea mai mică dintre cele cinci valori, se găsește amplitudinea  $w_i$ .

c. După cel puțin 25 de probe, se calculează media mediilor aritmetice sau media generală  $\bar{x}$ , cu ajutorul relației :

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^k \bar{x}_i}{k} , \quad (14.2)$$

în care  $k$  este numărul de probe examinate.

Se calculează amplitudinea medie  $\bar{w}$  pentru toate probele luate :

$$\bar{w} = \frac{\sum_{i=1}^k w_i}{k} . \quad (14.3)$$

d. Formularul-diagramă (v. fig. 14.2) se împarte în două părți. În partea superioară — spațiul mediilor — se trasează trei linii paralele : o linie în dreptul valorii mediei generale  $\bar{x}$ , o linie în dreptul valorii  $L_{c.s.} = \bar{x} + 0,594 \bar{w}$ , care semnifică *limita de control superioară a mediei* și o linie în dreptul valorii  $L_{c.i.} = \bar{x} - 0,594 \bar{w}$ , care semnifică *limita de control inferioară a mediei*.

În partea inferioară a formularului-diagramă — spațiul amplitudinilor — se trasează o linie în dreptul valorii  $L'_{c.s.} = 2,36 \bar{w}$ , care semnifică *limita de control superioară a amplitudinii*.

Valorile 0,594 și 2,36 sînt ale coeficienților  $A'$  și respectiv  $C'$  din tabelul 1 din STAS R 5880-72, corespunzătoare lui  $n=5$  — numărul exemplarelor dintr-o probă.

Rezultatele înscrise în formularul-diagramă se interpretează în felul următor :

— dacă mediile tuturor probelor se găsesc între limita de control superioară  $L_{c.s.}$  și limita de control inferioară  $L_{c.i.}$ , se consideră că procesul tehnologic este stabil ca reglaj ;

— dacă amplitudinile tuturor probelor au valori sub limita superioară de control a amplitudinii  $L'_{c.s.}$ , se consideră că procesul tehnologic este stabil ca precizie ;

— dacă numai în spațiul mediilor se găsesc puncte (valori medii) ale unor probe care ies în afara intervalului dintre cele două limite de control, se poate considera că procesul tehnologic este instabil ca reglaj, dar stabil ca precizie ;

— dacă numai în spațiul amplitudinilor se găsesc cel puțin două puncte deasupra limitei superioare de control, se consideră că procesul tehnologic este

instabil ca precizie (aceasta variind mult și neregulat de la lot la lot), dar stabil ca reglaj;

— dacă în spațiul mediilor se găsesc puncte în afara intervalului determinat de cele două limite de control, iar în spațiul amplitudinilor se găsesc puncte deasupra limitei superioare de control, se consideră că procesul tehnologic este instabil atât ca reglaj, cât și ca precizie.

Cînd se constată că procesul tehnologic nu este dinamic stabil, trebuie găsite și înlăturate cauzele care provoacă această instabilitate.

Odată cu determinarea stabilității statice și dinamice a procesului tehnologic, se va face și o comparație a stării acestuia cu condițiile tehnice prescrise, respectiv se va compara poziția și mărimea cîmpului de împrăștiere cu cîmpul de toleranță prescris în desenul tehnologic.

Se deosebesc următoarele trei cazuri:

1)  $7\sigma < T_L$ , adică procesul tehnologic (sau mașina, instalația etc.) este sensibil mai precis decît este nevoie. În acest caz, prelucrarea pieselor se mută pe altă mașină cu o precizie mai mică, corespunzătoare preciziei prescrise. Dacă, totuși se hotărăște continuarea prelucrării pe aceeași mașină, se permite o instabilitate de reglaj controlată prin aceea că media aritmetică  $\bar{x}$  poate să varieze între două limite  $\bar{x}_1$  și  $\bar{x}_2$ , calculate astfel:

$$\bar{x}_1 = L_{min} + 3,09\sigma, \quad (14.4)$$

$$\bar{x}_2 = L_{max} - 3,09\sigma, \quad (14.5)$$

sau

$$\bar{x}_1 = L_m - \frac{T_L - 6,18\sigma}{2} \quad (14.6)$$

$$\bar{x}_2 = L_m + \frac{T_L - 6,18\sigma}{2} \quad (14.7)$$

în care:  $L_{min}$  și  $L_{max}$  sînt dimensiunea minimă și respectiv dimensiunea maximă prescrise, în mm;

$L_m$  — dimensiunea medie prescrisă, determinată ca semisuma dimensiunilor limită prescrise, în mm;

$T_L$  — toleranța prescrisă a dimensiunii, în mm;

$\sigma$  — abaterea medie pătratică, în mm:

$$\sigma = \frac{\bar{w}}{d_n}, \quad (14.8)$$

în care  $d_n$  este dat în funcție de numărul  $n$  al exemplarelor din probă, în tabelul 1 din STAS R 5880-72 (pentru  $n=5$ ,  $d_n=2,326$ ).

2)  $5\sigma \leq T_L \leq 7\sigma$ , adică fracțiunea defectă proprie a procesului tehnologic (rebutul) variază între 0,05 și 1,24%. În acest caz, se va căuta ca valoarea medie aritmetică  $\bar{x}$  să fie permanent egală cu  $L_m$ .

3)  $5\sigma > T_L$ , adică fracțiunea defectă proprie a procesului tehnologic (rebutul) este prea mare, depășind 1,24% din totalul pieselor prelucrate. Cazul acesta presupune fie trecerea prelucrării pe altă mașină, fie luarea unor măsuri



tehnice eficiente pentru creșterea preciziei mașinii-unelte utilizate. Dacă, însă, se continuă prelucrarea pe vechea mașină în starea în care se găsește, se va căuta ca reglarea să fie făcută spre dimensiunea limită mai puțin periculoasă ( $\bar{x} > L_m$  sau  $\bar{x} < L_m$ ), astfel ca fracțiunea defectă proprie (rebutul) să poată fi recuperată integral.

**Exemplul 14.1.** Piesa arbore, cu diametrul prescris  $\varnothing 50^{+0,064}_{+0,025}$ , se va executa în serie mare și, întrucât distribuția valorilor diametrului se conduce după legea normală Gauss-Laplace (presupunând că s-a făcut verificarea stabilității statice), se intenționează aplicarea controlului statistic. Pentru aceasta, trebuie să se facă și verificarea stabilității dinamice a prelucrării, după metoda expusă mai înainte. Rezultatele prelucrării și ale măsurării celor 25 de probe de câte cinci piese fiecare, luate din oră în oră, au fost înregistrate în formularul-tabel din figura 14.1 și în formularul-diagramă din figura 14.2.

Din formularul-diagramă se constată că prelucrarea este stabilă atât ca reglaj, cât și ca precizie, deoarece toate mediile  $\bar{x}_i$  ale probelor se găsesc în intervalul determinat de cele două limite de control,  $L_{c,i}$  și respectiv  $L_{c,i}$  și nici o amplitudine  $w_i$  nu depășește limita superioară de control  $L'_{c,i}$ .

Pentru că  $\bar{x}$  este practic egal cu diametrul mediu prescris  $d_m$ , trebuie să se compare rezultatele prelucrării primului lot de piese cu toleranța prescrisă. În acest scop, se calculează, în primul rând, fracțiunea defectă proprie  $F_d$ , respectiv rebutul dat de operația de prelucrare:

$$F_d = \left[ 0,5 - \Phi \left( \frac{d_{max} - \bar{x}}{\sigma} \right) \right] + \left[ 0,5 - \Phi \left( \frac{\bar{x} - d_{min}}{\sigma} \right) \right] = 2 \left[ 0,5 - \Phi \left( \frac{d_{max} - \bar{x}}{\sigma} \right) \right],$$

în care  $d_{max}$  și  $d_{min}$  sînt diametrele limită prescrise.

Pentru exemplul luat se obține:

$$F_d = 2 \left[ 0,5 - \Phi \left( \frac{50,064 - 50,045}{0,004} \right) \right] = 2 [0,5 - \Phi(4,75)].$$

Din tabelul (4.2) se găsește:

$$\Phi(4,75) = 0,499997$$

și prin urmare:

$$F_d = 2(0,5 - 0,499997) = 2 \cdot 0,000003 = 0,000006.$$

În consecință, dacă reglarea se face mereu la diametrul mediu, operația de prelucrare dă o fracțiune defectă de numai 0,0006%, ceea ce practic este neglijabil. Dealtfel, așa cum se vede din figura 14.3, este vorba de cazul:

$$7\sigma = 7 \cdot 0,004 = 0,028 < T_d = 0,039 \text{ mm},$$

adică mașina de rectificat asigură o precizie sensibil mai mare decît cea prescrisă. Presupunînd că prelucrarea va continua pe aceeași mașină-unealtă, media aritmetică poate să varieze între limitele:

$$\bar{x}_1 = d_{med} - \frac{T_d - 6,18\sigma}{2} \simeq 50,038 \text{ mm},$$

$$\bar{x}_2 = d_{med} + \frac{T_d - 6,18\sigma}{2} \simeq 50,051 \text{ mm}.$$

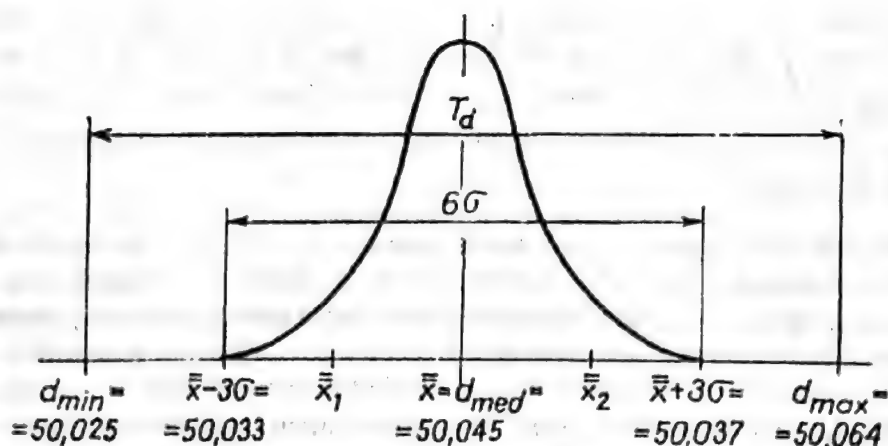


Fig. 14.3. Distribuția valorilor efective ale diametrului la prelucrarea arborilor  $\varnothing 50^{+0.064}_{+0.025}$  mm.

### 14.3. METODE DE CONTROL STATISTIC

În industria constructoare de mașini se aplică, cu precădere, următoarele metode de control statistic :

- controlul statistic al calității pe bază de măsurare ;
- controlul statistic al calității pe bază de mijloace de verificare limitative ;
- controlul statistic al calității pe bază de verificare la „corespunzător” și „necorespunzător”.

O metodă sau alta se alege în funcție de specificul și importanța pieselor, de starea utilajului productiv, de calificarea personalului de la serviciul de control tehnic și de alți factori.

În cele ce urmează va fi analizat controlul statistic pe bază de măsurare.

#### 14.3.1. NOȚIUNI GENERALE PRIVIND CONTROLUL STATISTIC PE BAZĂ DE MĂSURARE

Această metodă se aplică printr-una din următoarele variante : cu fișă de control pentru mediană și amplitudine ; cu fișă de control pentru medie și amplitudine ; cu fișă de control pentru medie și abatere medie pătratică.

În general, se examinează probe cu un număr cuprins între 2 și 11 exemple, dar se recomandă, în mod special, ca proba să aibă cinci exemplare. Probele compuse din 2—3 exemplare se utilizează atunci când determinarea valorilor caracteristicii este costisitoare sau distructivă, iar probele de 7—11 exemplare sînt necesare atunci când fluctuațiile cîmpului de împrăștiere al valorilor caracteristicii controlate trebuie să fie urmărite cu mai mare atenție.

Proporția  $K$  de exemplare care trebuie examinate se determină cu ajutorul relației :

$$K = \sqrt{\frac{n}{Q}}, \quad (14.9)$$

în care :  $n$  este numărul exemplarelor din probă ;

$Q$  — numărul mediu de piese produse între două dereglări.



Intervalul de timp dintre două luări de probe se calculează astfel :

$$I = \frac{60}{q} \sqrt{n \cdot Q} \quad [\text{min}], \quad (14.10)$$

în care  $q$  reprezintă producția orară a mașinii-unelte.

De exemplu, la un strung automat, producția orară  $q=100$  piese și s-a determinat experimental, în prealabil, că numărul mediu de piese după care strungul trebuie să fie reglat  $Q=1\ 000$  buc. Dacă s-a stabilit că  $n=5$  piese, atunci :

$$K = \sqrt{\frac{5}{1\ 000}} \simeq 0,07 \text{ sau } 7\% ; I = \frac{60}{100} \sqrt{5 \cdot 1\ 000} \simeq 45 \text{ min.}$$

În lipsa datelor pentru determinarea lui  $Q$ , proporția  $K$  de piese controlate va trebui să fie 5...10%, putînd să scadă pînă la 2% pentru producții orare foarte mari. La începutul aplicării controlului statistic, se vor alege pentru  $K$  valori mai mari, care apoi vor putea fi micșorate.

Se pot utiliza, după caz, mijloace de măsurare universale sau speciale, la care valoarea diviziunii de pe scara gradată să fie de minimum  $1/20$  și de maximum  $1/6$  din valoarea toleranței prescrise.

Prin efectuarea controlului, se urmăresc doi parametri statistici : un parametru care determină poziția cîmpului de împrăștiere, respectiv care dă indicații asupra reglajului mașinii-unelte, și un parametru care determină mărirea cîmpului de împrăștiere, respectiv care dă indicații asupra preciziei mașinii.

#### 14.3.2. CONTROLUL STATISTIC PE BAZĂ DE MĂSURARE CU FIȘĂ DE CONTROL PENTRU MEDIANĂ ȘI AMPLITUDINE

Această metodă se aplică ușor, întrucît parametrii statistici ai probelor, mediana  $M$  și amplitudinea  $w$ , se determină foarte simplu și ea poate fi însușită mai repede de către un personal mai puțin calificat. Dar pentru că mediana și amplitudinea duc la o apreciere mai puțin precisă a stării procesului de prelucrare, se recomandă ca metoda să fie aplicată numai în cazurile cînd piesele prelucrate sînt mai puțin importante și mai puțin precise.

În fișa de control (fig. 14.4), care se întocmește separat pentru fiecare caracteristică (dimensiune) urmărită, se trece o serie de date cu privire la piesa (sau produsul) controlată și la condițiile de efectuare a controlului, se înregistrează valorile caracteristice (mediana  $M$  și amplitudinea  $w$ ) și se înscriu concluziile care se desprind din desfășurarea controlului.

Fișa de control cuprinde două diagrame : una pentru mediană și a doua pentru amplitudine. Pe diagrama de control pentru mediană se trasează limita de control superioară  $L_{c.s.}$  și limita de control inferioară  $L_{c.i.}$ , iar pe diagrama de control pentru amplitudine se trasează, de asemenea, două limite : superioară  $L'_{c.s.}$  și inferioară  $L'_{c.i.}$ .

Limitele de control pentru mediană se calculează astfel :

a. În situația  $7\sigma \geq T$  :

— dacă se cunoaște abaterea medie pătratică a colectivității  $\sigma$ ,

$$L_{c.s.} = X_c + D\sigma, \quad L_{c.i.} = X_c - D\sigma ; \quad (14.11)$$

— dacă se cunoaște amplitudinea medie a probelor  $\bar{w}$ ,

$$L_{c,s} = X_c + D' \bar{w}, \quad L_{c,t} = X_c - D' \bar{w}, \quad (14.12)$$

în care  $X_c$  este valoarea medie prescrisă a caracteristicii (dimensiunii) urmărite.

*Observație.*  $\sigma$  și  $\bar{w}$  se determină prin analiza statistică a stării procesului tehnologic, premergătoare aplicării controlului statistic (v. subcap. 14.2).

În cazul când, din motive obiective, procesul tehnologic nu poate fi reglat la valoarea medie prescrisă  $X_c$  (mijlocul cîmpului de toleranță prescris), această valoare medie va fi înlocuită cu media medianelor probelor  $\bar{M}$ , calculată cu formula:

$$\bar{M} = \frac{\sum_{i=1}^k M_i}{k}. \quad (14.13)$$

b. În situația  $7\sigma < T$ :

— dacă se cunoaște abaterea medie pătratică a colectivității  $\sigma$ ,

$$L_{c,s} = X_{max} - E\sigma, \quad L_{c,t} = X_{min} + E\sigma; \quad (14.14)$$

— dacă se cunoaște amplitudinea medie a probelor  $\bar{w}$ ,

$$L_{c,s} = X_{max} - E' \bar{w}, \quad L_{c,t} = X_{min} + E' \bar{w}. \quad (14.15)$$

Valorile coeficienților  $D, D', E$  și  $E'$  se iau, în funcție de  $n$ , din tabelul 14.1. Limitele de control ale amplitudinii probelor se calculează astfel:

— când se cunoaște abaterea medie pătratică a colectivității  $\sigma$ ,

$$L'_{c,s} = C_s \sigma, \quad L'_{c,t} = C_t \sigma; \quad (14.16)$$

— când se cunoaște amplitudinea medie a probelor  $\bar{w}$ ,

$$L'_{c,s} = C'_s \bar{w}, \quad L'_{c,t} = C'_t \bar{w}. \quad (14.17)$$

Valorile coeficienților  $C_s, C_t, C'_s$  și  $C'_t$  se iau, de asemenea, din tabelul 14.1.

În situațiile când fracțiunea defectă probabilă (rebutul) a procesului tehnologic este mai mare decît cea admisibilă dar se presupune că utilajul are rezerve pentru obținerea unei fracțiuni defecte mai mici sau procesul tehnologic nu este stabil, limitele de control se calculează astfel (în ipoteza că  $T = 6,18\sigma$ ):

— pentru mediană:

$$L_{c,s} = X_c + \frac{D}{6,18} T, \quad L_{c,t} = X_c - \frac{D}{6,18} T; \quad (14.18)$$

— pentru amplitudine;

$$L'_{c,s} = \frac{C_s}{6,18} T, \quad L'_{c,t} = \frac{C_t}{6,18} T. \quad (14.19)$$

Valorile coeficienților  $\frac{D}{6,18}$ ,  $\frac{C_s}{6,18}$ ,  $\frac{C_t}{6,18}$  se găsesc, în funcție de  $n$ , în tabelul 14.1.



Tabelul 14.1

Valorile coeficienților  $D, D', E, E', C_s, C_i$  și  $C'_i$ .

Mărimea probei $n$	Coeficienți pentru calculul limitelor de control ale medianei				Coeficienți pentru calculul limitelor de control ale amplitudinii				Coeficienți pentru calculul limitelor de control în raport cu toleranța			$\frac{\bar{w}}{\sigma} = d_n$
	$T \leq 7\sigma$		$T > 7\sigma$		$C_s$	$C'_s$	$C_i$	$C'_i$	$\frac{D}{6,18}$	$\frac{C_s}{6,18}$	$\frac{C_i}{6,18}$	
	$D$	$D'$	$E$	$E'$								
3	2,08	1,23	1,01	0,60	5,06	2,99	0,06	0,04	0,34	0,82	0,01	1,693
5	1,67	0,72	1,42	0,61	5,48	2,36	0,37	0,16	0,27	0,89	0,06	2,326
7	1,43	0,53	1,66	0,61	5,73	2,12	0,69	0,26	0,23	0,93	0,11	2,704
9	1,28	0,43	1,81	0,61	5,90	1,99	0,96	0,32	0,21	0,95	0,16	2,970
11	1,14	0,36	1,95	0,61	6,04	1,90	1,20	0,38	0,18	0,98	0,19	3,173

Controlul statistic se desfășoară în următoarea succesiune :

— La intervale de timp stabilite în prealabil și indicate în fișa de control, se ia câte o probă formată din ultimele  $n$  piese prelucrate la mașina-unealtă respectivă.

— Caracteristica (dimensiunea) urmărită se măsoară la fiecare piesă din probă și rezultatele măsurării se înscriu sub formă de puncte pe diagrama medianei.

— Pe baza valorilor obținute prin măsurare, se stabilește mediana  $M$  (valoarea care ocupă poziția centrală în șirul valorilor ordonate crescător sau descrescător), care se încercuiește și se calculează amplitudinea  $w$  (diferența dintre valoarea cea mai mare și valoarea cea mai mică din șir), care este trecută, tot sub formă de puncte, pe diagrama amplitudinii.

— În funcție de poziția medianei și amplitudinii față de limitele de control respective, se trag concluzii cu privire la desfășurarea prelucrării și la calitatea pieselor prelucrate în intervalul scurs de la examinarea probei anterioare.

În practică se pot întâlni următoarele patru situații :

a) atât mediana, cât și amplitudinea se găsesc între limitele de control ; controlorul apreciază că procesul este stabil ca reglaj și ca precizie, pe fișa de control, în rîndul *Concluzia controlului*, scrie „C”, adică prelucrarea poate continua și consideră corespunzătoare întreaga cantitate de piese din care s-a luat proba ;

b) mediana probei a depășit una din limitele de control, indicînd un reglaj defect, dar amplitudinea se găsește între cele două limite de control ; controlorul cere oprirea prelucrării și refacerea reglajului și scrie „O” (oprit) în rîndul *Concluzia controlului* ; în același timp, el consideră necorespunzătoare întreaga cantitate de piese din care s-a luat proba, îndepărtînd piesele de la mașină (acestea vor fi controlate, eventual, bucată cu bucată, pentru a putea admite piesele corespunzătoare) ;

c) mediana probei indică un reglaj corespunzător dar amplitudinea depășește limita superioară de control, indicînd o precizie necorespunzătoare ; controlorul cere oprirea mașinii și, eventual, refacerea preciziei ei (cînd este posibil) fără a strica reglajul și scrie „O” în rîndul *Concluzia controlului* : canti-

tatea de piese din care s-a luat proba se consideră necorespunzătoare, urmînd ca piesele să fie controlate individual;

d) mediana probei indică un reglaj defect, iar amplitudinea indică o precizie necorespunzătoare; controlorul cere oprirea procesului de prelucrare și procedează ca în situațiile b) și c).

De obicei, dacă, după controlul statistic, lotul din care s-a luat proba se găsește corespunzător, piesele nu se mai verifică bucată cu bucată, ci trec la operația următoare sau sînt trimise la magazia de piese finite. Se poate face excepție în unele cazuri speciale, cum ar fi: piesa este foarte importantă funcțional sau foarte scumpă; operațiile ulterioare sînt costisitoare; aplicarea controlului statistic este la început și nu există siguranță deplină în ce privește rezultatele lui.

**Exemplul 14.2.** La operația de strunjire fină a arborilor cu diametrul prescris  $\varnothing 50 \begin{smallmatrix} +0,088 \\ +0,026 \end{smallmatrix}$  se aplică controlul statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru mediană și amplitudine. Prin analiza statistică prealabilă a rezultat că prelucrarea este stabilă static și dinamic și  $\sigma = 0,009$  mm.

Pentru că toleranța  $T_s = 0,062$  mm și  $7\sigma = 0,063$  mm, relese că este vorba de cazul  $7\sigma > T_s$ . Mărimea probei fiind  $n=5$ , din tabelul 14.1 se scot valorile:

$$D=1,67; C_s=5,48; C_t=0,37.$$

Limitele de control vor fi:

— pentru mediană:

$$L_{e.,} = X_s + D\sigma = 50,057 + 1,67 \cdot 0,009 = 50,057 + 0,015 = 50,072 \text{ mm},$$

$$L_{e.,} = X_s - D\sigma = 50,057 - 1,67 \cdot 0,009 = 50,057 - 0,015 = 50,042 \text{ mm};$$

— pentru amplitudine:

$$L'_{e.,} = C_s\sigma = 5,48 \cdot 0,009 \simeq 0,049 \text{ mm};$$

$$L'_{e.,} = C_t\sigma = 0,37 \cdot 0,009 \simeq 0,003 \text{ mm}.$$

Limitele de control și datele desfășurării controlului statistic au fost trecute în fișa de control din figura 14.4.

După examinarea a 25 probe, se recalculează amplitudinea medie  $\bar{w}$  și abaterea medie pătratică  $\sigma$ :

$$\bar{w} = \frac{\sum_{i=1}^{25} w_i}{25} \simeq 0,031 \text{ mm}.$$

$$\sigma = \frac{\bar{w}}{2,326} \simeq 0,013 \text{ mm}.$$

Intrucît, de asemenea,

$$7\sigma = 0,091 > T_s = 0,062 \text{ mm},$$

limitele de control se recalculează cu ajutorul aceluiași formule:

$$L_{e.,} = X_s + D\sigma = 50,057 + 1,67 \cdot 0,013 \simeq 50,057 + 0,021 = 50,078 \text{ mm};$$

$$L_{e.,} = X_s - D\sigma = 50,057 - 1,67 \cdot 0,013 \simeq 50,057 - 0,021 = 50,036 \text{ mm};$$



INTREPRINDEREA...1 MAI  
 SECȚIA... Mecanică  
 SECTORUL Mecanic  
 ATELIERUL.....  
 LINIA.....  
 MAȘINA... Strung nr. 2457

PRODUSUL... Arbore...  
 CARACTERISTICA...  
 CONTROLATĂ... Diametrul...  
 DIM. PRESCRISĂ...  $50^{+0,088}_{+0,026}$   
 OPERAȚIA... Nr. 9 strunjire  
 PROD. ORARĂ... 70 buc....

APARATUL DE MĂSURAT... Pasametru  
 VAL. DIVIZIUNII... 0,002mm.  
 MĂRIMEA PROBEI... 5 buc....  
 INTERVALUL DINTRE  
 DOUĂ LUĂRI DE PROBE... 1 oră....

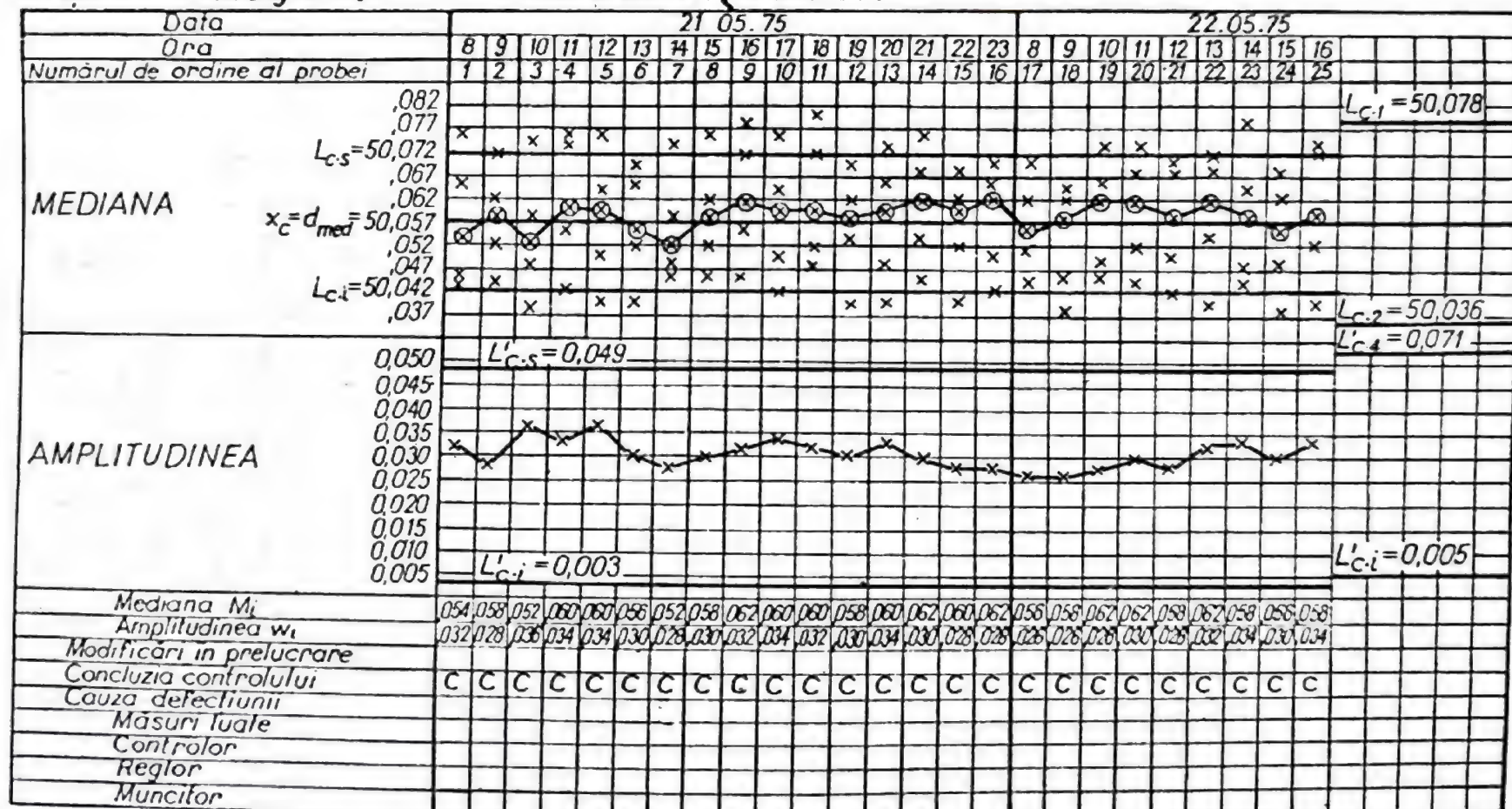


Fig 14.4. Fișă de control pentru mediană și amplitudine.

$$L'_{c.s.} = C_s \sigma = 5,48 \cdot 0,013 = 0,071 \text{ mm};$$

$$L'_{c.i.} = C_i \sigma = 0,37 \cdot 0,013 = 0,005 \text{ mm}.$$

În continuare, verificarea se va face pe baza noulor limite de control, care se trasează pe diagramele respective.

### 14.3.3. CONTROLUL STATISTIC PE BAZĂ DE MĂSURARE CU FIȘĂ DE CONTROL PENTRU MEDIE ȘI AMPLITUDINE (STAS R 5880-72).

Această metodă, care se aplică aproximativ în aceleași condiții ca și metoda precedentă, este mai sensibilă la schimbările intervenite în procesul tehnologic de prelucrare.

Fișa de control (fig. 14.5), asemănătoare cu cea pentru mediană și amplitudine, are, în plus, câteva rînduri pentru înregistrarea valorilor obținute la măsurarea exemplarelor (pieselor) din fiecare probă.

Limitele de control ale mediei se calculează astfel:

a. În situația  $7\sigma \geq T$ :

— dacă se cunoaște abaterea medie pătratică a colectivității  $\sigma$ ,

$$L_{c.s.} = X_c + A\sigma, L_{c.i.} = X_c - A\sigma; \quad (14.20)$$

— dacă se cunoaște amplitudinea medie a probelor  $\bar{w}$ ,

$$L_{c.s.} = X_c + A'\bar{w}, L_{c.i.} = X_c - A'\bar{w}. \quad (14.21)$$

b. În situația cînd  $7\sigma < T$ :

$$L_{c.s.} = X_{max} - B\sigma, L_{c.i.} = X_{min} + B\sigma. \quad (14.22)$$

sau:

$$L_{c.s.} = X_{max} - B'\bar{w}, L_{c.i.} = X_{min} + B'\bar{w}. \quad (14.23)$$

Limitele de control ale amplitudinilor probelor se calculează cu relațiile:

$$L'_{c.s.} = C\sigma, L'_{c.i.} = D\sigma; \quad (14.24)$$

sau:

$$L'_{c.s.} = C'\bar{w}, L'_{c.i.} = D'\bar{w}. \quad (14.25)$$

La valori mici ale mărimii probelor ( $n \leq 5$ ), limita inferioară de control  $L'_{c.i.}$  a amplitudinii se consideră egală cu zero.

Valorile coeficienților  $A, A', B, B', C, C', D, D'$ , în funcție de  $n$ , sînt date în tabelul 14.2.

Controlul statistic se efectuează astfel:

— După analiza statistică premergătoare prin care s-au calculat parametrii statistici  $\sigma$  și  $\bar{w}$  și s-a stabilit că procesul tehnologic este apt pentru aplicarea controlului statistic, se calculează limitele de control pentru medie și amplitudine și se trasează pe fișa de control.



INTREPRINDEREA...1.MAI.....  
 SECȚIA.....Mecanică.....  
 SECTORUL.....Mecanica.....  
 ATELIERUL.....  
 LINIA.....  
 MAȘINA.....Strung.nr.2457

PRODUSUL.....Arbore.....  
 CARACTERISTICA.....  
 CONTROLATĂ.....Diametrul.....  
 DIM. PRESCRISĂ.....50<sup>+0,088</sup>/<sub>-0,026</sub>.....  
 OPERAȚIA.....Nr.9-strunjire.....  
 PROD. ÎRARĂ.....70.buc.....

APARATUL DE MĂSURAT...Pasametru.  
 VAL. DIVIZIUNII.....0,002mm..  
 MĂRIMEA PROBEI.....5.buc.....  
 INTERVALUL DINTRE  
 DOUĂ LUĂRI DE PROBE...1oră.....

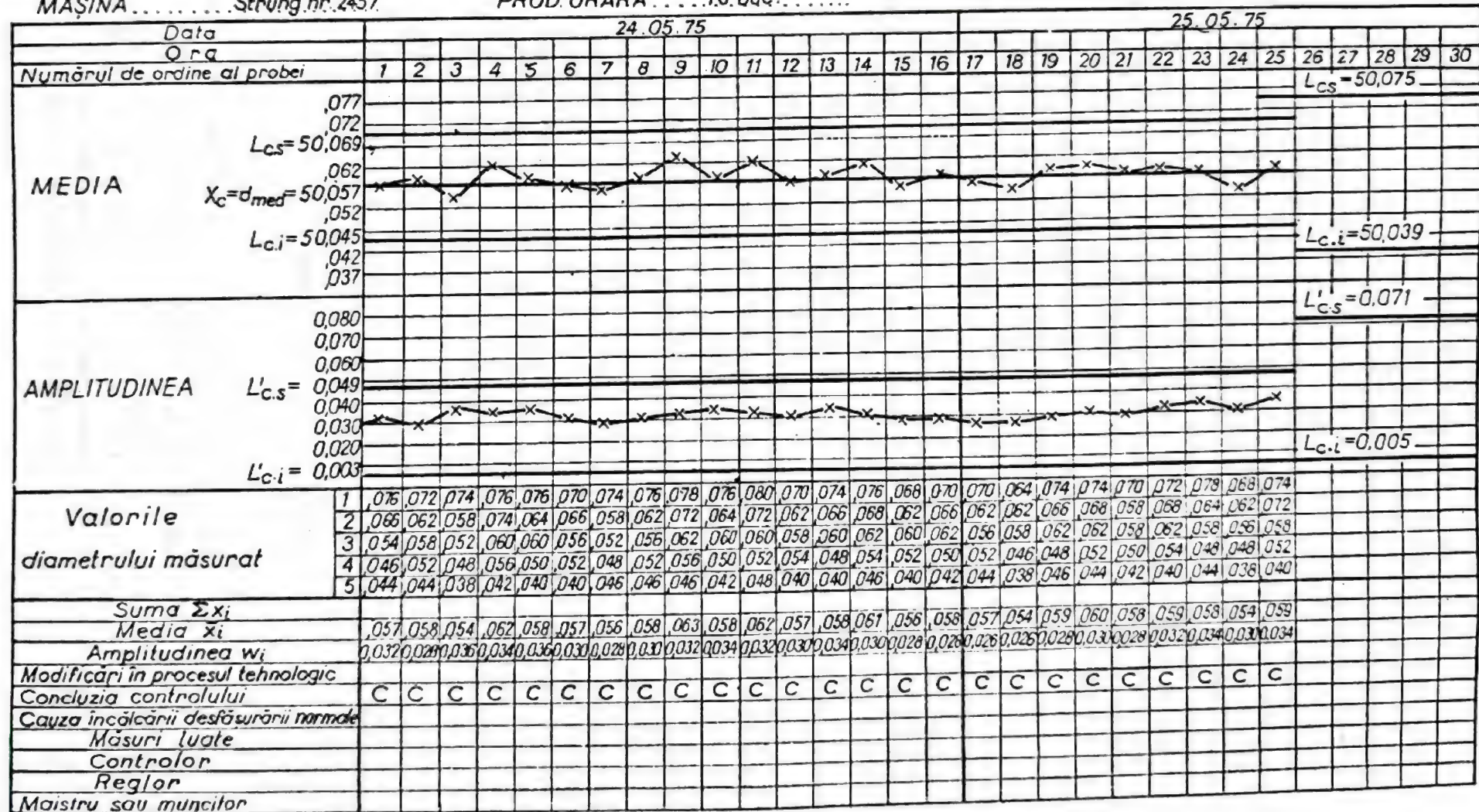


Fig. 14.5. Fișă de control pentru medie și amplitudine.

Valorile coeficienților  $A, A', B, B', C, C', D$  și  $D'$ 

$n$	$A$	$A'$	$B$	$B'$	$C$	$C'$	$D$	$D'$	$d_s$
2	2,185	1,937	0,905	0,802	4,65	4,12	0,00	0,00	1,128
3	1,784	1,054	1,356	0,772	5,06	2,99	0,06	0,04	1,693
4	1,545	0,750	1,545	0,750	5,31	2,68	0,20	0,10	2,059
5	1,382	0,594	1,708	0,735	5,48	2,36	0,37	0,16	2,326
6	1,262	0,498	1,828	0,722	5,62	2,22	0,54	0,21	2,534
7	1,168	0,432	1,922	0,711	5,73	2,12	0,69	0,26	2,704
8	1,092	0,381	1,998	0,702	5,82	2,04	0,83	0,29	2,847
9	1,030	0,347	2,060	0,694	5,90	1,99	0,96	0,32	2,970
10	0,977	0,317	2,113	0,687	5,97	1,94	1,08	0,35	3,073

— La intervale de timp fixate în prealabil și indicate pe fișa de control, se ridică de la mașină câte o probă compusă din ultimele  $n$  exemplare prelucrate în perioada respectivă; caracteristica (dimensiunea) urmărită se măsoară la fiecare exemplar din probă și rezultatele se înscriu în fișă.

— Pe baza valorilor obținute la măsurare se calculează parametrii statistici ai probei: media aritmetică  $\bar{x}_i$  și amplitudinea  $w_i$ .

— Media aritmetică și amplitudinea fiecărei probe se reprezintă prin puncte pe diagramele respective din fișa de control.

— Ținând seama de pozițiile mediei și amplitudinii în raport cu limitele de control, se trag concluzii cu privire la modul de desfășurare a procesului tehnologic și la calitatea pieselor prelucrate în intervalul de timp dat. Dacă este cazul, se stabilesc și cauzele care au dus la încălcarea desfășurării normale a prelucrării și se iau măsurile corespunzătoare.

În cazul când punctul care reprezintă media se află între cele două limite de control, iar punctul care reprezintă amplitudinea se află sub limita superioară de control a amplitudinii, se consideră că procesul tehnologic a decurs normal, toate piesele lotului din care s-a luat proba sînt considerate corespunzătoare (fiind trimise mai departe la prelucrare sau la magazia de piese finite) și controlorul scrie „C” în rîndul *Concluzia controlului*, adică procesul poate continua în aceleași condiții.

În toate celelalte cazuri: reglaj necorespunzător, precizie necorespunzătoare sau și una și alta în același timp, controlorul cere oprirea mașinii-unelte, scrie „O” în rîndul *Concluzia controlului* și se iau măsurile de rigoare. Piesele lotului din care s-a luat proba găsită necorespunzătoare se resping integral sau, mai bine, se controlează bucată cu bucată.

Se recomandă ca după aproximativ primele 25 de probe, precum și periodic în decursul aplicării controlului statistic, să se recalculeze valorile amplitudinii medii  $\bar{w}$ , cu relația (14.3), și abaterii medii pătratice  $\sigma$ , cu relația (14.8), și să se calculeze, din nou, limitele de control.

În situația în care la analiza statistică prealabilă s-a constatat că fracțiunea defectă proprie (rebutul) este mai mare decît fracțiunea defectă admisă, dar se presupune că utilajul are rezerve în ce privește obținerea unei fracțiuni defecte probabile mai mici, sau procesul tehnologic nu este stabil, limitele



de control se calculează în funcție de cîmpul de toleranță al dimensiunii, în ipoteza că  $T=6,18\sigma$ , cu relațiile:

— pentru media aritmetică:

$$L_{c.,s}=X_c+HT, L_{c.,i}=X_c-HT; \quad (14.26)$$

— pentru amplitudine:

$$L'_{c.,s}=ET, L'_{c.,i}=FT. \quad (14.27)$$

Dacă mărimea probei  $n=5$ ,  $H=0,224$ ,  $E=0,89$  și  $F=0,06$  (conf. tab. 2 — STAS R 5880-72).

**Exemplul 14.3.** Se aplică metoda de control statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru medie și amplitudine la operația nr. 9 de strunjire a pieselor *arbore*, cu diametrul pre-scris de  $50^{+0,068}_{+0,026}$  mm. Prin analiza statistică prealabilă s-a stabilit că prelucrarea este stabilă ca reglaj și ca precizie și din calcul a rezultat că  $w=0,021$  mm și  $\sigma=0,009$  mm. Întrucît  $7\sigma=0,063$  mm  $> T_s=0,062$  mm și luînd, din oră în oră, cîte o probă de  $n=5$  piese, din tabelul 14.2 seiau coeficienții:  $A=1,382$ ;  $C=5,48$ ;  $D=0,37$ .

Limitele de control pentru medie și amplitudine sînt:

$$L_{.,s}=X_s+A\sigma=50,057+1,382\cdot0,009\approx50,057+0,012=50,069 \text{ mm};$$

$$L_{.,i}=X_s-A\sigma=50,057-1,382\cdot0,009\approx50,057-0,012=50,045 \text{ mm};$$

$$L'_{.,s}=C\sigma=5,48\cdot0,009\approx0,049 \text{ mm};$$

$$L'_{.,i}=D\sigma=0,37\cdot0,009\approx0,003 \text{ mm}.$$

Limitele de control se trasează pe diagramele respective din fișa de control de la figura 14.5 și se urmărește desfășurarea procesului tehnologic, trecîndu-se în fișă toate datele necesare.

**Observație.** Pentru a putea încăpea în fișă, valorile diametrului măsurat și valorile mediei  $\bar{x}_i$  au fost înscrise în casele respective fără valoarea nominală de 50 mm. Sumele  $\Sigma x_i$  nu au încăput în case.

După primele 25 probe se recalculează valorile lui  $w$  și  $\sigma$ :

$$\bar{w} = \frac{\sum_{i=1}^{25} w_i}{25} = \frac{0,770}{25} \approx 0,031 \text{ mm};$$

$$\sigma = \frac{\bar{w}}{d_s} = \frac{0,031}{2,326} \approx 0,013 \text{ mm}.$$

Deoarece  $7\sigma=0,091$  mm  $> T_s=0,062$  mm, limitele de control se vor recalcula cu ajutorul aceluiași relații și coeficienți:

$$L_{.,s}=X_s+A\sigma=50,057+1,382\cdot0,013=50,057+0,018=50,075 \text{ mm};$$

$$L_{.,i}=X_s-A\sigma=50,057-1,382\cdot0,013=50,057-0,018=50,039 \text{ mm};$$

$$L'_{.,s}=C\sigma=5,48\cdot0,013=0,071 \text{ mm};$$

$$L'_{.,i}=D\sigma=0,37\cdot0,013=0,005 \text{ mm}.$$

Noile limite de control, pe baza cărora se desfășoară în continuare controlul statistic, se trasează pe diagramele respective din fișa de control de la figura 14.5.

#### 14.3.4. CONTROLUL STATISTIC PE BAZĂ DE MĂSURARE CU FIȘĂ DE CONTROL PENTRU MEDIE ȘI ABATERE MEDIE PĂTRATICĂ

Cînd distribuția valorilor caracteristicii (dimensiunii) urmărite se conduce după legea normală, valoarea medie aritmetică și abaterea medie pătratică sînt parametrii statistici care permit cea mai precisă apreciere a modului cum se desfășoară procesul tehnologic. Datorită acestui fapt, controlul statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru medie și abatere medie pătratică se va aplica atunci cînd produsul este scump și important din punct de vedere funcțional sau precizia prescrisă este mare, și, deci, rezultatele controlului trebuie să fie cît mai sigure. Dezavantajul metodei constă în faptul că necesită calcule laborioase și controlori cu calificare mai înaltă decît în cazul metodelor expuse mai înainte.

Ca de obicei, înainte de aplicarea controlului statistic trebuie să se stabilească dacă procesul tehnologic este stabil static și dinamic și dacă mașinanealtă asigură o precizie corespunzătoare preciziei prescrise. Ca atare, se va determina fracțiunea defectă proprie (rebutul probabil) și, dacă ea este acceptabilă, se vor calcula parametrii statistici  $\bar{x}$ ,  $\bar{w}$  și  $\sigma$ .

Fișa de control statistic (fig. 14.6) conține, pe lîngă datele obișnuite, ca și fișele de control de la figura 14.4 și 14.5, o diagramă de control a mediei aritmetice și o diagramă de control a abaterii medii pătratice.

Pe diagrama de control a mediei aritmetice se trasează limita superioară de control  $L_{c.s.}$  și limita inferioară de control  $L_{c.i.}$ , iar pe diagrama de control a abaterii medii pătratice se trasează limitele de control superioară  $L'_{c.s.}$  și inferioară  $L'_{c.i.}$ .

Ca și pentru celelalte două metode de control statistic pe bază de măsurare, limitele de control se calculează astfel, că probabilitatea ca media aritmetică sau abaterea medie pătratică a probei să le depășească este egală cu aproximativ 0,002 (2‰) pentru ambele limite, respectiv 0,001 (1‰) pentru fiecare limită. Aceasta înseamnă că, din 1 000 cazuri, este probabil ca în două cazuri media aritmetică a probei, respectiv abaterea medie pătratică a probei să se situeze în afara zonei cuprinsă între limitele de control; cu alte cuvinte, o limită este depășită într-un caz din 1 000.

Limitele de control ale mediilor probelor se calculează cu relațiile :

a. În situațiile cînd  $7\sigma \geq T$  :

— dacă se cunoaște abaterea medie pătratică  $\sigma$ ,

$$L_{c.s.} = \bar{X}_c + A\sigma ; L_{c.i.} = \bar{X}_c - A\sigma ; \quad (14.28)$$

— dacă se cunoaște amplitudinea medie a probelor  $\bar{w}$ ,

$$L_{c.s.} = \bar{X}_c + A'\bar{w} ; L_{c.i.} = \bar{X}_c - A'\bar{w} ; \quad (14.29)$$

— dacă se cunoaște media abaterilor medii pătratice ale probelor  $\bar{s}$ ,

$$L_{c.s.} = \bar{X}_c + A''\bar{s} ; L_{c.i.} = \bar{X}_c - A''\bar{s}. \quad (14.30)$$

Cînd, din motive obiective, reglarea nu se poate face la valoarea medie  $\bar{X}_c$  a dimensiunii, aceasta se va înlocui cu media mediilor aritmetice ale probelor  $\bar{x}$ , calculată cu relația (14.2) prin analiza statistică prealabilă.

b. În situațiile cînd  $7\sigma < T$  :

$$L_{c.s.} = X_{max} - B\sigma ; L_{c.i.} = X_{min} + B\sigma ; \quad (14.31)$$



# FIȘA DE CONTROL PENTRU MEDIE ȘI ABATERE MEDIE PĂTRATICĂ

INTREPRINDEREA...1MAI  
 SECȚIA.....Mecanică  
 SECTORUL...Mecanic  
 ATELIERUL.....  
 LINIA.....  
 MAȘINA...Rectificat 5648

PRODUSUL..... Arbore  
 CARACTERISTICA  
 CONTROLATĂ...Diametrul  
 DIM. PRESCRISĂ 50  $\begin{smallmatrix} -0.030 \\ -0.060 \end{smallmatrix}$   
 OPERAȚIA.....Nr.14 rectificare  
 PROD. ORARĂ...70 buc.

APARATUL DE MĂSURAT...Pasometru  
 VAL. DIVIZIUNII..... 0,002mm  
 MĂRIMEA PROBEI.....5 buc.  
 INTERVALUL DINTRE  
 DOUĂ LUĂRI DE PROBE...1 oră

Data	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Ora	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Numărul de ordine al probei									
$X_{max}=d_{max}=54,970$									
,968									
,966									
,964									
$L_{c.s}=54,962$									
,960									
,958									
$X_c=d_{med}=54,955$									
,952									
,950									
$L_{c.i}=54,948$									
,946									
,944									
,942									
$X_{min}=d_{min}=54,940$									
ABATEREA $L'_{c.s}=0,0096$									
MEDIE 0,006									
PATRATICĂ 0,004									
$L'_{c.i}=0,0007$									
Media $\bar{x}_i$	54,9552	54,9544	54,9552	54,9542	54,9542	54,9558	54,9554		
Abaterea medie pătratică $s_i$	0,0037	0,0039	0,0037	0,0041	0,0033	0,0044	0,0034		
Modificări în procesul tehnologic									
Concluzia controlului									
Cauza încălcării desf. norma proc. tehn									
Măsuri luate									
Controlor									
Reglar									
Muncilor									

Fig. 14.6. Fișă de control pentru medie și abatere medie pătratică.

sau :

$$L_{c..} = X_{max} - B' \bar{w} ; L_{c..t} = X_{min} + B' \bar{w} ; \quad (14.32)$$

sau :

$$L_{c..} = X_{max} - B' \bar{s} ; L_{c..t} = X_{min} + B' \bar{s}. \quad (14.33)$$

Limitele de control ale abaterilor medii pătratice ale probelor se calculează cu relațiile :

$$L'_{c..} = G, \sigma ; L'_{c..t} = G_t \sigma ; \quad (14.34)$$

sau :

$$L'_{c..} = G', \bar{w} ; L'_{c..t} = G'_t \bar{w} ; \quad (14.35)$$

sau :

$$L'_{c..} = G', \bar{s} ; L'_{c..t} = G'_t \bar{s}. \quad (14.36)$$

Valorile coeficienților  $A, A', A'', B, B', B'', G, G', G'', G_t, G'_t, G''_t$  se iau, în funcție de mărimea probei  $n$ .

În cazurile cînd fracțiunea defectă proprie a procesului tehnologic este mai mare decît cea admisibilă, dar mașina-unealtă are rezerve de mărire a preciziei de prelucrare sau procesul tehnologic nu este stabil, limitele de control se vor calcula în ipoteza că  $T = 6,18\sigma$  :

$$\left. \begin{aligned} L_{c..} &= X_c + \frac{A}{6,18} T ; \\ L_{c..t} &= X_c - \frac{A}{6,18} T ; \end{aligned} \right\} \quad (14.37)$$

$$\left. \begin{aligned} L'_{c..} &= \frac{G}{6,18} T ; \\ L'_{c..t} &= \frac{G_t}{6,18} T . \end{aligned} \right\} \quad (14.38)$$

Controlul statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru media aritmetică și abaterea medie pătratică se desfășoară astfel :

— După calcularea și trasarea pe diagrame a limitelor de control, la intervale de timp stabilite și specificate în fișă se ridică cîte o probă de  $n$  exemplare (piese) dintre ultimele prelucrate în intervalul respectiv, se măsoară caracteristica (dimensiunea) urmărită la fiecare exemplar din probă și rezultatele se trec în anexa fișei de control (tab. 14.3).

— Pe baza rezultatelor măsurărilor, se calculează parametrii statistici ai probei : media aritmetică  $\bar{x}_t$  și abaterea medie pătratică  $s_t$ . Abaterea medie aritmetică se calculează cu relația :

$$s_t = \sqrt{\frac{\sum x_j^2 - \frac{(\sum x_j)^2}{n}}{n}}. \quad (14.39)$$



și abaterii medii pătratice se trec în fișa de control.

valorile mediei aritmetice și abaterii medii pătrățice.

eventual, se iau măsurile care se impun.

gasesc între limitele de control respective, se consideră ca procedură în t

**Tabelul 14.3**

**Anexă la fișa de control din figura 14.6**

Nr. de ordine al probei	1	2	3	4	5	6	7							
Formule de calcul	$x_j$	$x_j$	$x_j$	$x_j$	$x_j$	$x_j$	$x_j$							
	$x_j^2$	$x_j^2$	$x_j^2$	$x_j^2$	$x_j^2$	$x_j^2$	$x_j^2$							
	+2	4	-7	49	-8	36	0	0	-3	9	+7	49	-5	25
	+3	9	+2	4	+5	25	+2	4	+2	4	+4	16	+4	16
	-6	36	+1	1	+1	1	+4	16	-5	25	-5	25	+2	4
	-2	4	-3	9	-1	1	-8	64	-2	4	-3	9	-2	4
	+4	16	+4	16	+2	4	-2	4	+4	16	+1	1	+3	9
$\Sigma x_j$	+1	-3	+1	-4	-4	+4								+2
$\Sigma x_j^2$	69	79	67	88	58	100								58
$\bar{x}_t = \frac{\Sigma x_j}{n}$	+0,2	-0,6	+0,2	-0,8	-0,8	+0,8								+0,4
$(\Sigma x_j)^2$	1	9	1	16	16	16								4
$\frac{(\Sigma x_j)^2}{n}$	0,2	1,8	0,2	3,2	3,2	3,2								0,8
$\Sigma x_j^2 - \frac{(\Sigma x_j)^2}{n}$	68,8	77,2	66,8	84,8	54,8	96,8								57,2
$\left[ \Sigma x_j^2 - \frac{(\Sigma x_j)^2}{n} \right] / n$	13,76	15,44	13,36	16,96	10,96	19,36								11,44
$s_t = \sqrt{\left[ \Sigma x_j^2 - \frac{(\Sigma x_j)^2}{n} \right] / n}$	3,7	3,9	3,7	4,1	3,3	4,4								3,4

crare este stabil dinamic (ca reglaj și ca precizie), se admite întregul lot din care s-a extras proba și controlorul serie „C” în rîndul *Concluzia controlului*, adică procesul poate continua în aceleași condiții.

În situațiile cînd numai media, sau numai abaterea medie pătratică sau amîndoi parametrii simultan depășesc una din limitele de control, procesul de prelucrare se oprește, controlorul serie „O” în rîndul *Concluzia controlului* și lotul de piese din care s-a extras proba este respins ca necorespunzător. Procesul de prelucrare va putea continua numai după ce au fost înlăturate cauzele instabilității sale.

*Exemplul 14.4.* S-a hotărît aplicarea controlului statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru medie și abatere medie pătratică la operația de rectificare a fusurilor arborilor cu diametrul prescris de  $55 \begin{smallmatrix} -0,030 \\ -0,060 \end{smallmatrix}$  mm, respectiv  $\varnothing 55 f7$ .

Făcîndu-se analiza statistică prealabilă, s-a stabilit că procesul tehnologic este stabil dinamic, iar abaterea medie pătratică a colectivității  $\sigma = 0,005$  mm.

Fracțiunea defectă proprie este :

$$p = 1 - 2\Phi(z) = 1 - 2\Phi\left(\frac{X_c - X_{min}}{\sigma}\right) = 1 - 2\Phi\left(\frac{54,955 - 54,940}{0,005}\right) = \\ = 1 - 2\Phi(3) = 1 - 2 \cdot 0,49856 = 1 - 0,9973 = 0,0027 = 0,27\%.$$

S-a ales mărimea probei  $n = 5$  piese și intervalul dintre două luări de probe de 1 h.

Limitele de control se calculează pentru situația :

$$7\sigma = 0,035 \text{ mm} > T_d = 0,030 \text{ mm}.$$

Pentru mărimea probei  $n = 5$  piese :  $A = 1,382$  ;  $G_s = 1,922$  și  $G_t = 0,135$ .

Limitele de control ale mediei sînt :

$$L_{c,s} = X_c + A\sigma = 54,955 + 1,382 \cdot 0,005 \approx 54,955 + 0,007 = 54,962 \text{ mm} ;$$

$$L_{c,t} = X_c - A\sigma = 54,955 - 1,382 \cdot 0,005 \approx 54,955 - 0,007 = 54,948 \text{ mm}.$$

Limitele de control ale abaterii medii pătratice sînt :

$$L'_{c,s} = G_s\sigma = 1,922 \cdot 0,005 \approx 0,0096 \text{ mm} ;$$

$$L'_{c,t} = G_t\sigma = 0,135 \cdot 0,005 \approx 0,0007 \text{ mm}.$$

Toate limitele de control au fost trasate pe fișa de control de la figura 14.6. Datele cu privire la măsurarea dimensiunii pieselor care formează probele prelevate și la calculul parametrilor statistici ai probei sînt trecute în tabelul 14.3 (pentru ușurarea calculelor, valorile din tabel sînt înregistrate ca abateri, în  $\mu\text{m}$ , față de diametrul mediu prescris  $X_c = 54,955$  mm).

În fișa de control din figura 14.6 este ilustrată desfășurarea procesului de prelucrare pe parcursul a șapte probe.

Dacă, după 20–25 probe, intervin schimbări mai însemnate în procesul tehnologic, se recomandă recalcularea limitelor de control, eventual în funcție de media abaterilor medii pătratice  $s$ .

#### 14.4. MIJLOACE DE MĂSURARE UTILIZATE ÎN CONTROLUL STATISTIC

Pentru efectuarea controlului statistic, se utilizează mijloace de măsurare universale sau speciale, în funcție de metoda de control statistic și de o serie de alte condiții : mărimea, greutatea și complexitatea pieselor controlate, precizia de prelucrare prescrisă ș.a.



*Mijloacele de măsurare universale* (micrometrul, comparatorul cu cadran circular etc.) se folosesc, de obicei, atunci când se examinează probe mici (de 2...10 exemplare), metoda de control statistic este mai simplă, productivitatea prelucrării este relativ redusă și întreprinderea nu dispune de mijloace speciale sau realizarea acestora este prea complicată și nu este justificată economic.

*Mijloacele speciale*, care au, de multe ori, în componența lor și instrumente sau aparate universale de măsurare, asigură o productivitate ridicată, necesară în producția de serie mare și de masă, și permit efectuarea unui control statistic mai complex.

În cele ce urmează, vor fi prezentate, ca exemple, doar două tipuri de instalații speciale pentru controlul statistic; alte tipuri de aparate și instalații cu caracter special și de înaltă productivitate, care sînt folosite în controlul obișnuit, dar pot fi utilizate, în măsură mai mare sau mai mică, și la controlul statistic, sînt prezentate în capitolul următor.

● În figura 14.7 este prezentat *analizorul statistic P1* (realizator — B. S. Baiburov), o instalație portabilă relativ simplă, cu ajutorul căreia se poate efectua analiza statistică a procesului tehnologic cu determinarea stabilității statice și dinamice, se poate determina precizia de prelucrare a mașinilor-unelte și se pot aplica metodele de control statistic pe bază de măsurare. În acest sens, pe baza măsurării pieselor din lot sau probă, instalația ridică histograma distribuției dimensiunilor efective ale pieselor, indică intervalul real

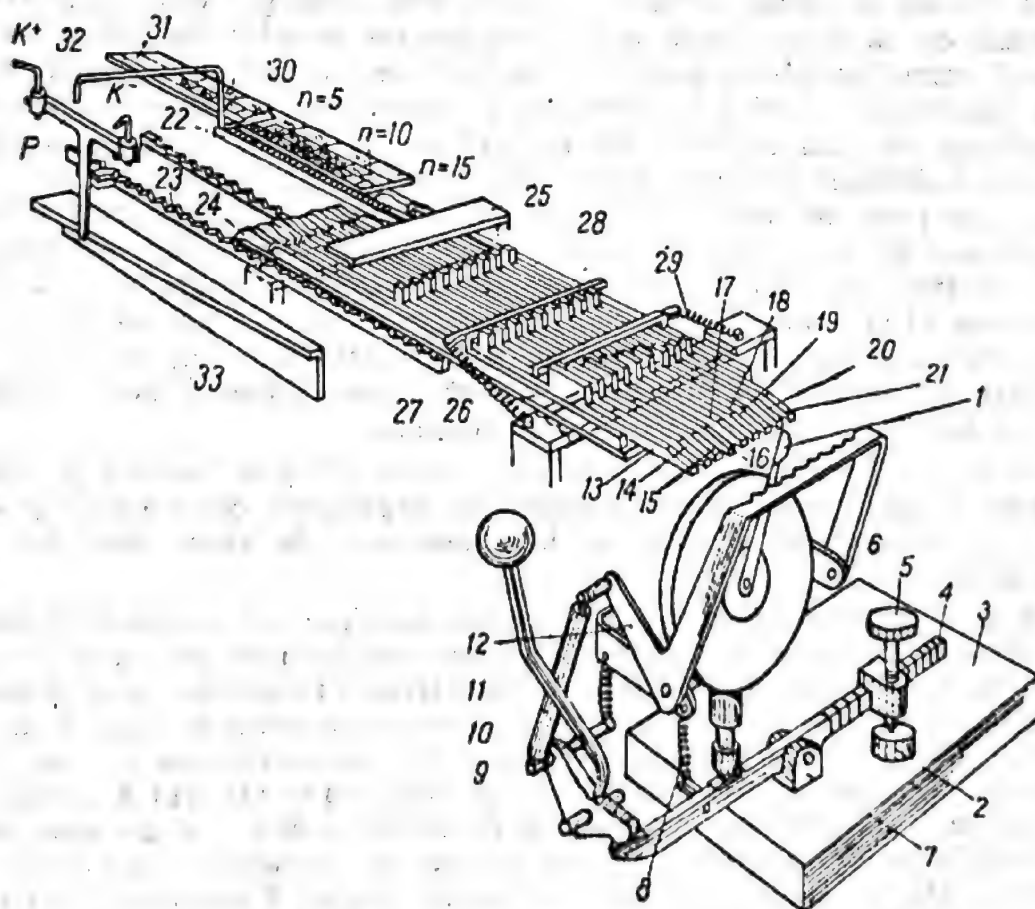


Fig. 14.7. Analizorul statistic P1.



de împrăștiere și dă valoarea medie aritmetică a probei sau lotului. Totodată cu ajutorul histogramei și al datelor dintr-un tabel care însoțește aparatul, se poate calcula abaterea medie pătratică.

În analizor este inclus, ca mijloc de măsurare propriu-zis, un comparator cu cadran circular sau de alt tip, la care acul indicator este înlocuit cu acul special alungit și elastic 1. După caz, comparatorul are valoarea diviziunii 0,01 ; 0,005 ; 0,002 sau 0,001 mm.

Piesa 2 supusă măsurării se așază pe masa 3. Variațiile în dimensiunile pieselor măsurate se transmit la comparator prin intermediul șurubului palpator 5 cu filet fin și al pîrghiei 4, care oscilează pe axul suportului 7. Pentru reglare, patina 6 cu șurubul 5 se deplasează pe pîrghia 4 și se fixează într-o astfel de poziție, prin care acul indicator 1 se deplasează, corespunzător mărimii cîmpului de toleranță prescris, de la împingătorul 13 la împingătorul 21. În felul acesta, cîmpul de toleranță este împărțit în nouă părți egale, iar acul indicator 1 are o cursă maximă constantă.

Acționarea analizorului în timpul măsurării se face numai cu ajutorul manetei 9. Prin deplasarea acesteia spre operator, cama 10 se rotește și apasă asupra pîrghiei 4, ridicînd șurubul 5 pentru așezarea unei piese noi. Urmează deplasarea manetei 9 în sens opus, prin care cama 10 eliberează pîrghia 4 (pentru ca vîrfurile șurubului palpator 5 să facă contact cu piesa 2); în continuare, prin intermediul arcului din țeava 11, pîrghia 12 este silită să se rotească și să apese acul indicator 1, care va deplasa unul din împingătoare 13—21. La rîndul lui, fiecare împingător acționează cîte o cremalieră, care, la fiecare măsurare soldată cu deplasarea împingătorului respectiv, se deplasează cu un dinte. După măsurarea tuturor pieselor din probă sau lot, cele nouă cremaliere sînt deplasate cu numere de dinți diferite, formînd histograma distribuției pieselor pe dimensiuni. Cremaliera 23, fiind acționată de împingătorul 26 prin clichetul 24, se deplasează cu cîte un dinte la fiecare măsurare, indiferent de dimensiunea piesei, astfel că, în final, ea va indica numărul de piese măsurate. Cremaliera 22 cu dinți mărunți, acționată de împingătorul 28 tot printr-un clichet, se deplasează la fiecare măsurare cu cîte o mărime variabilă în funcție de poziția împingătorului 13—21, astfel că pe scara 31 se poate citi, cu ajutorul indicatorului 30, valoarea medie aritmetică pentru probă de 5, 10 sau 15 piese, exprimată în unități convenționale.

Placa 25 servește la limitarea deplasării cremalierei, iar arcurile 27 și 29 fac parte din sistemul general de acționare.

Șablonul 33, bara de contact 32 și contactele  $K^+$  și  $K^-$  servesc la reglarea automată a analizorului în concordanță cu deplasarea centrului de grupare (în funcție de mărimea probei) și la semnalizare în cazul dereglării mașinii-unelte.

● În figura 14.8 este prezentată schema unei instalații micrometrice pentru înregistrarea diagramei de distribuție a dimensiunilor unui număr  $n$  de exemplare din probă. Partea principală a instalației o constituie micrometrul 2, care este prins în suportul 1 și care este prevăzut cu roata de curea 3 în două trepte. Pe firul 4, întins de contragreutatea 13, este fixată bila 5. Prin rotirea șurubului micrometric (și a roții 3) într-un sens sau altul, firul 4 cu bila 5 se va deplasa transversal deasupra benzii de hîrtie carbon 7 și deasupra benzii de înregistrare 6. După ce piesa face contact cu suprafețele de măsurare ale micrometrului 2, se apasă pe pedala 11 și prin pîrghia 8 bila 5 imprimă rezultatul măsurării sub formă de punct pe banda 6. Arcul 12 servește pentru men-



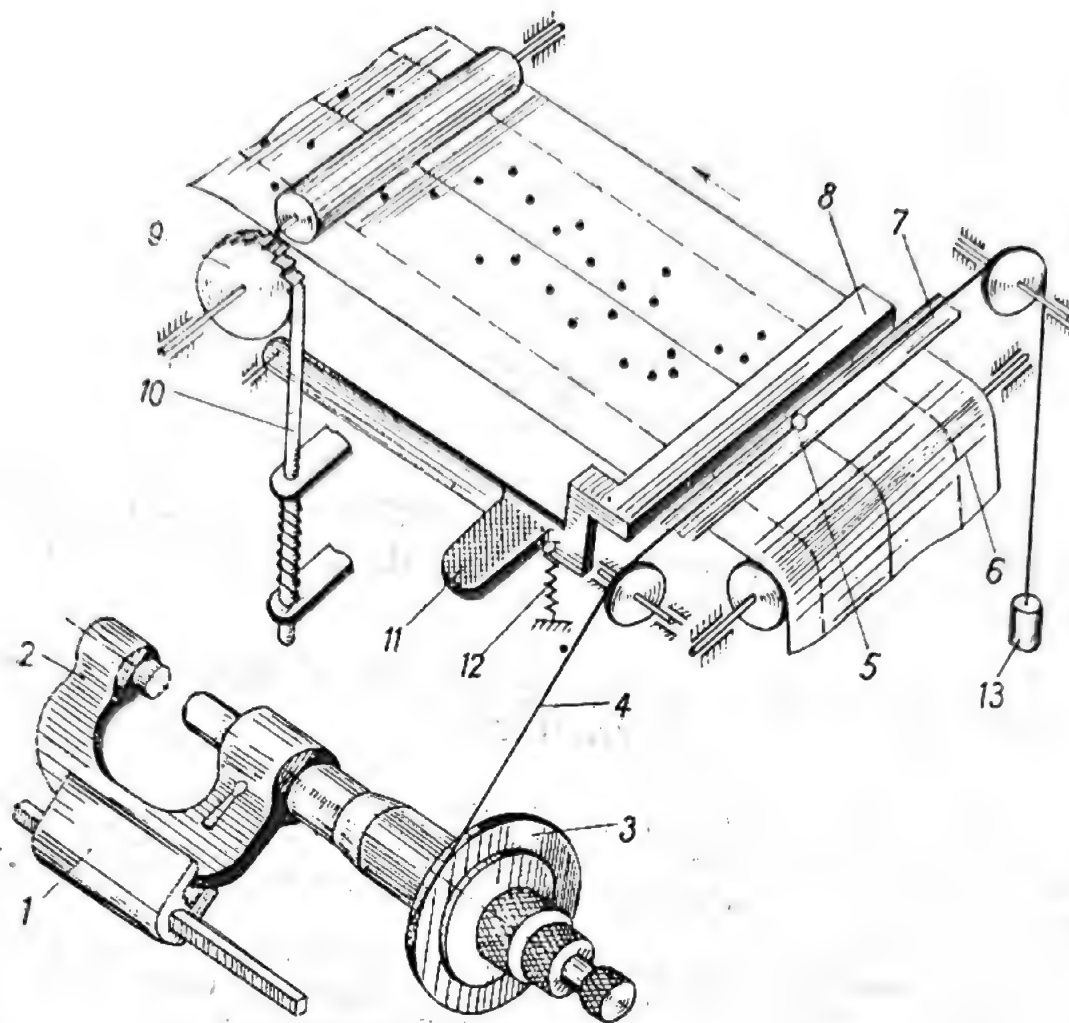


Fig. 14.8. Instalație micrometrică.

ținerea pîrghiei 8 la o anumită înălțime deasupra bilei 5. Banda de înregistrare 6 poate fi deplasată cu ajutorul clichetului 10 și al roții de clichet 9. Roata de curea 3 permite realizarea înregistrărilor la scara :

- a) 2 mm pentru 0,01 mm pe scara micrometrului ;
- b) 4 mm pentru 0,01 mm pe scara micrometrului.

Instalația permite și înregistrarea rezultatelor măsurării aceleiași dimensiuni în scopul determinării unor abateri de formă, cum ar fi : ovalitatea, conicitatea ș.a.

## MIJLOACE DE CONTROL DE ÎNALTĂ PRODUCTIVITATE ȘI AUTOMATIZAREA CONTROLULUI ÎN PRODUCȚIE

### 15.1. IMPORTANȚA ȘI CĂILE DE MĂRIRE A PRODUCTIVITĂȚII CONTROLULUI

Controlul este o parte integrantă, absolut necesară, a producției și se aplică cu ajutorul unor metode și mijloace specifice; în același timp, controlul este efectuat de către un personal specializat, cu o calificare mai mult sau mai puțin înaltă.

Între procesul de control și procesul de execuție trebuie să existe o concordanță deplină în ce privește precizia pe care o asigură, productivitatea, costul operațiilor de prelucrare și de control, condițiile de muncă și tehnica securității muncitorilor și controlorilor.

Dacă în producția individuală și de serie mică această concordanță este mai puțin evidentă și importantă, în producția de serie mare și în producția de masă ea este nu numai necesară, ci și obligatorie, ajungând, pentru producția automatizată, la faza cea mai înaltă — faza de integrare organică reciprocă a controlului și execuției.

Mărirea productivității și micșorarea costului controlului se pot realiza, în general, prin două căi:

- proiectarea, executarea și utilizarea unor mijloace de control de înaltă productivitate, destinate special unei anumite producții, unor anumite produse, unor operații anumite și chiar unor dimensiuni anumite;

- aplicarea unor metode de control de înaltă eficiență și productivitate, cum sînt metodele de control activ sau metodele de control statistic, utilizîndu-se în funcție de condițiile concrete ale producției și ale metodelor de control respective, fie mijloace de control universale, fie mijloace de control specializate.

Pe lângă aceste căi, ar mai trebui avute în vedere: analiza și îmbunătățirea proceselor tehnologice de fabricație, analiza rebutului și a cauzelor care duc la apariția rebutului, verificarea periodică a stării mijloacelor de lucru și de control în scopul restabilirii sau măririi productivității și preciziei lor, modernizarea mijloacelor de lucru și de control etc.

Aceste căi și măsurile corespunzătoare lor, duc, implicit, și la reducerea, uneori considerabilă, a numărului de controlori în raport cu volumul operațiilor



de control. Acest lucru prezintă, mai ales în cazul controlului automat, și un alt avantaj: prin participarea controlurilor la operații mai puțin semnificative și mai puțin importante în ce privește precizia măsurărilor, se înlătură o serie de surse de erori și, deci, rezultatele vor fi mult mai obiective.

Controlul cu mijloace de înaltă productivitate și automatizate influențează direct și pozitiv organizarea producției, facilitează automatizarea proceselor de prelucrare și contribuie la amplasarea optimă a utilajului și la utilizarea rațională a suprafețelor productive din secții.

## 15.2. MIJLOACE DE MĂSURARE ȘI CONTROL DE ÎNALTĂ PRODUCTIVITATE

Foarte diferite ca tipuri constructive, principiu de funcționare, complexitate etc., mijloacele de măsurare și control de înaltă productivitate se pot clasifica după diferite criterii.

*După destinație* se deosebesc:

- dispozitive, aparate și instalații pentru controlul obișnuit interoperațional, final sau de recepție;
- dispozitive și instalații de sortare;
- dispozitive, aparate și instalații pentru reglarea mașinilor-unelte;
- aparate și instalații de control în timpul prelucrării;
- instalații pentru comanda organelor de lucru ale mașinilor-unelte sau ale liniilor tehnologice automate în funcție de rezultatele prelucrării și ale măsurării pieselor.

*După principiul de funcționare*, mijloacele de control se clasifică astfel:

- dispozitive de control cu comparatoare;
- dispozitive de control cu calibre rigide;
- dispozitive de control cu calibre rigide și comparatoare;
- instalații și traductoare cu contacte electrice;
- instalații și traductoare rezistive;
- instalații, traductoare și aparate capacitive;
- instalații și traductoare fotoelectrice;
- instalații și traductoare pneumomecanice;
- instalații electropneumatice;
- aparate și instalații complexe.

*După gradul de automatizare*, mijloacele de control de înaltă productivitate se clasifică astfel:

- dispozitive de control unidimensionale și multidimensionale;
- aparate și instalații semiautomate sau semiautomatizate;
- aparate și instalații automate și automatizate.

Întrucât criteriile și factorii de care se ține seama la realizarea lor sînt foarte diferiți, formele constructive ale mijloacelor de control de înaltă productivitate sînt foarte variate, chiar cînd servesc aceluiași scop și în aceleași condiții de producție.

În cele ce urmează sînt prezentate, ca exemple, cîteva dintre numeroasele tipuri de dispozitive, aparate, și instalații utilizate în practica de producție.

Dispozitivele de control se construiesc în funcție de forma și dimensiunile pieselor care se verifică, precum și în funcție de felul și numărul dimensiunilor

de controlat. Se recomandă ca, pe cât posibil, dispozitivele să fie realizate din elemente tipizate, normalizate sau chiar standardizate ca: plăci, platouri, prisme, bride, cepuri, reazeme, șuruburi etc. În cazul utilizării dispozitivelor multidimensionale, controlul dimensiunilor urmărite se face succesiv sau simultan. Verificarea simultană a mai multor dimensiuni este mai productivă, dar impune realizarea unor dispozitive mai complexe și mai scumpe.

În figura 15.1 este prezentat un *dispozitiv simplu, unidimensional, pentru sortarea bilelor de rulmenți*. Dintr-un magazin de o formă și o construcție

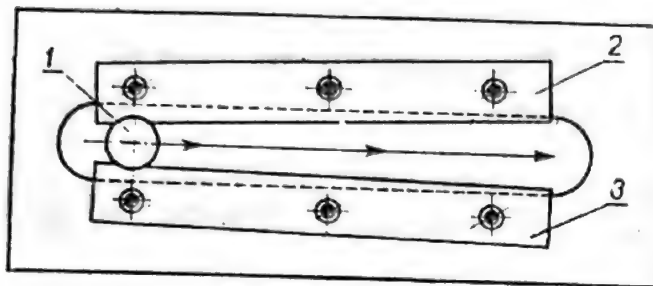


Fig. 15.1. Dispozitiv unidimensional pentru sortarea bilelor de rulmenți.

oarecare, bilele 1 ajung pe muchiile teșite ale plăcuțelor-calibre 2 și 3 și se rostogolesc în sensul săgeții, întrucât plăcuțele-calibre sînt inclinate în planul vertical. După cum se vede din desen, fiecare bilă se va rostogoli pînă în locul unde diametrul ei este imediat depășit, ca valoare, de distanța dintre plăcuțe, va cădea și va ajunge, printr-o conductă sau un jgheab, în cutia de sortare respectivă. Unghiul dintre muchiile plăcuțelor 2 și 3, ca și lungimea plăcuțelor se stabilesc în funcție de numărul grupelor de sortare, iar înclinarea în plan vertical se determină în funcție de viteza optimă de rostogolire a bilelor.

În figura 15.2 este prezentat un *dispozitiv de control multidimensional* cu calibre limitative și cu semnalizare luminoasă pentru controlul simultan al diametrelor unui arbore. Piesa de verificat 2 se așază pe sania 3 a dispozitivului și este, apoi, împinsă între suprafețele de măsurare ale calibrelor potcoavă 1, care au posibilitatea să se deplaseze pe ghidajele lor și să se autoașeze în funcție de poziția treptelor arborelui 2. Calibrele 1 sînt menținute în contact cu piesa datorită acțiunii pîrghiilor 4 și arcurilor 5. Pe fiecare pîrghie 4 este fixată cite o tijă de contact 6, care determină poziția calibrului în funcție de dimensiunea piesei verificate și al cărei capăt poate aluneca pe inelele 7. În cazul cînd toate diametrele efective ale piesei se găsesc între limitele prescrise, piesa depășește partea „trece” a calibrelor și se oprește în muchiile părții „nu trece”. Prin împingerea în continuare a piesei 2 și deplasarea saniei 3, calibrele 1 împing tijele de contact 6 pînă la unul din inelele 7 și se aprinde lampa de semnalizare „bun” (de obicei, cu lumină verde). Dacă cel puțin unul din diametrele efective este mai mare sau mai mic decît limita prescrisă respectivă, piesa se oprește în muchiile părții „trece” a calibrului sau va depăși partea „nu trece” și tija de contact fie va rămîne la primul inel 7, fie va trece la al treilea inel, determinînd aprinderea lămpii „rebut” (de obicei, cu lumină roșie).

Verificarea cu ajutorul acestui dispozitiv se reduce la urmărirea lămpilor de semnalizare, ceea ce asigură o productivitate a controlului ridicată și poate fi efectuată de controlori cu calificare scăzută.

În figura 15.3 este prezentată o *instalație automată pentru sortarea bilelor de rulmenți* (firma CENSOR — Lichtenstein). Bilele de rulmenți se toarnă în pilnia 5, care se continuă cu țeava telescopică de aducție 6. Capătul superior



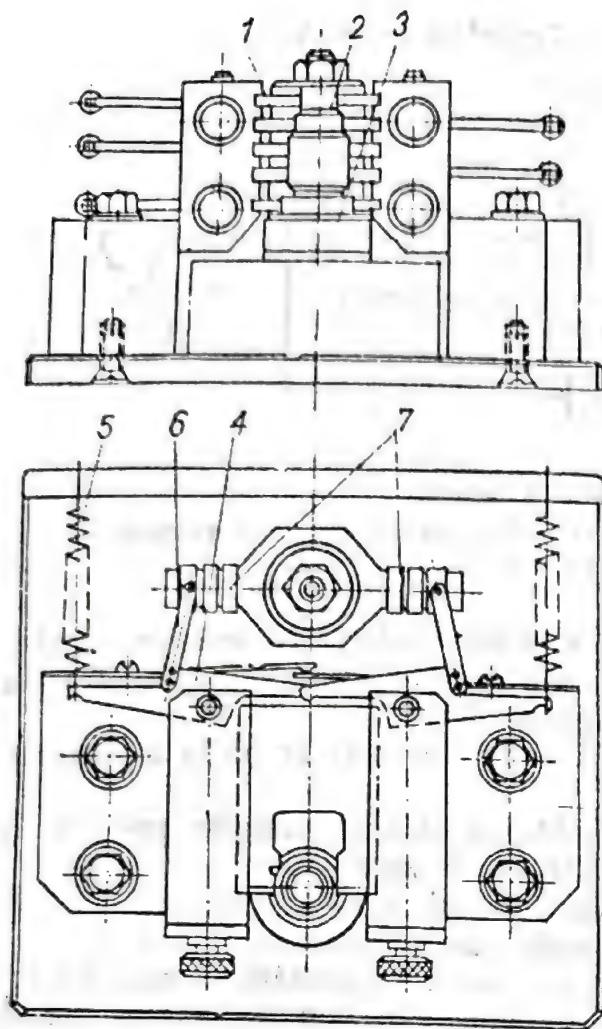


Fig. 15.2. Dispozitiv multidimensional cu calibre limitative și cu semnalizare luminoasă.

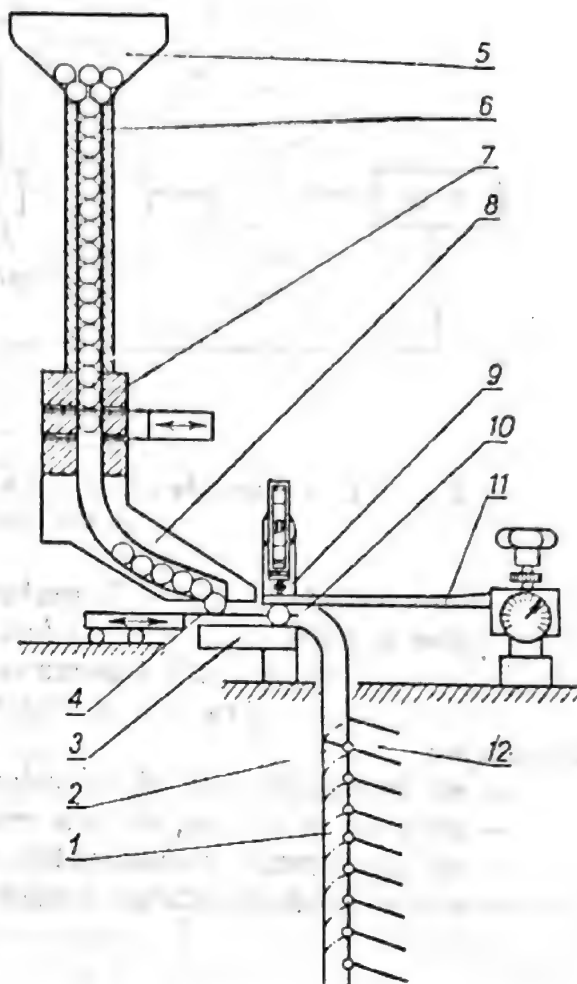


Fig. 15.3. Instalație automată pentru sortarea bilelor de rulmenți.

al acestei țevi se deplasează ritmic în sus și în jos, pentru ca bilele să nu se blocheze în pîlnie și să se așeze în țeavă una după alta. Mecanismul de distribuție 7 eliberează o bilă pe măsură ce mecanismul de împingere 4 extrage câte o bilă din canalul terminal 8 și o conduce spre mecanismul de măsurare 10. Acesta se compune din masa de așezare 3, pîrghia de palpăre 11 și palpatorul 9. În funcție de valoarea efectivă a diametrului, se deschide una din clapele directoare 2 și bila se rostogolește, prin țeava 1 și canalul de sortare, respectiv 12, spre rezervorul (vasul) de sortare corespunzător. Instalația are o capacitate de sortare de 7 500 de bile pe oră.

**Instalații de control automat.** Automatizarea proceselor de prelucrare în producția de serie mare și masă a impus, de cele mai multe ori, și automatizarea controlului dimensional în timpul prelucrării, care a primit denumirea de *control activ*. În această situație, nu mai este vorba de un control simplu, ci de un proces complex, care, în afară de operația de control prin urmărirea schimbării dimensiunii pînă la valoarea finală, mai cuprinde și operații de alimentare, de analiză a stării pieselor înainte și în timpul prelucrării, de decizie asupra continuării procesului prelucrării, de comandă a organelor mașinii-unelte, de reglare cînd este necesar etc. O instalație de control automat, legată organic de mașina-

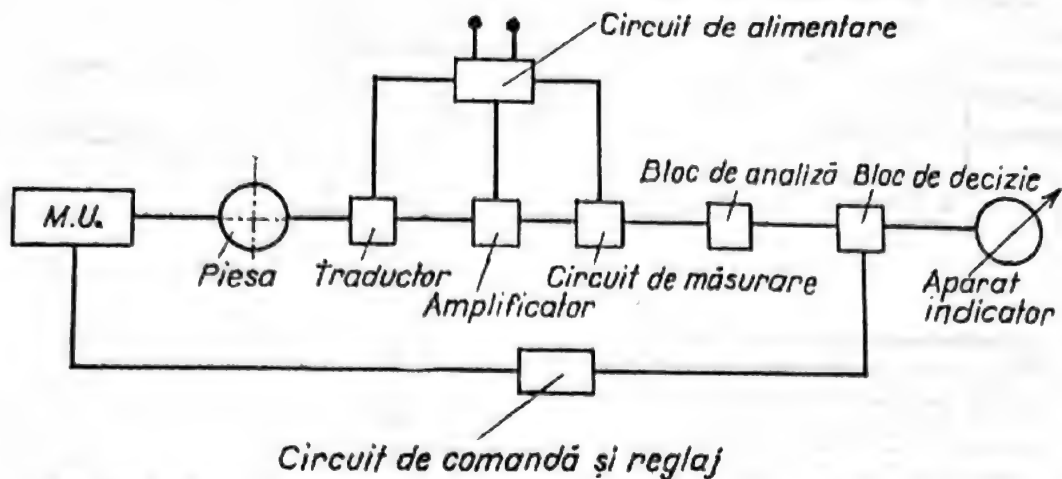


Fig. 15.4. Schema de principiu a unei instalații de control activ automat și reglarea mașinilor-unelte.

unealtă sau linia tehnologică de prelucrare, este compusă dintr-o serie de aparate, mecanisme și instalații aferente (care pot fi: electrice, pneumatice, electronice etc.), așa cum se prezintă schematic în figura 15.4.

Prin aplicarea practică a controlului activ automat se obțin numeroase avantaje:

- se îmbunătățește și se asigură calitatea impusă pieselor prelucrate;
- rebutul se reduce, de cele mai multe ori, la zero;
- se micșorează considerabil efortul fizic al muncitorilor;
- crește productivitatea muncii și scade numărul de controlori;

— se pot urmări cu ușurință fenomene, care la prelucrare se succed cu mare viteză.

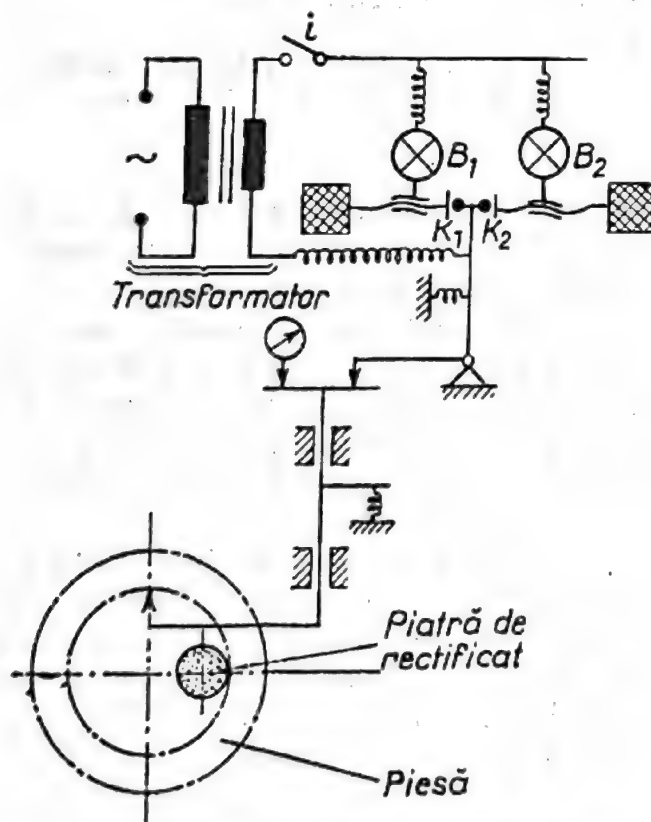


Fig. 15.5. Instalație pentru controlul activ al alezajelor la rectificare.

În figura 15.5 este prezentată schema de principiu a unei instalații, relativ simple, pentru controlul activ al alezajelor la rectificare. În timpul prelucrării, cu suprafața alezajului face contact palpatorul unei pîrghii, care este pusă în legătură cu contactele electrice  $K_1$  și  $K_2$ . Atît timp cît diametrul efectiv al alezajului este mai mic decît valoarea minimă prescrisă, contactul  $K_1$  rămîne închis și lampa  $B_1$  este aprinsă. Cînd diametrul ajunge în cîmpul de toleranță prescris, se întrerupe circuitul lămpii  $B_1$ , aceasta se stinge și poate fi comandată oprirea mașinii de rectificat. Dacă prelucrarea continuă, închiderea contactului  $K_2$  și aprinderea lămpii  $B_2$  arată că diametrul a ajuns, eventual a depășit valoarea maximă admisă.



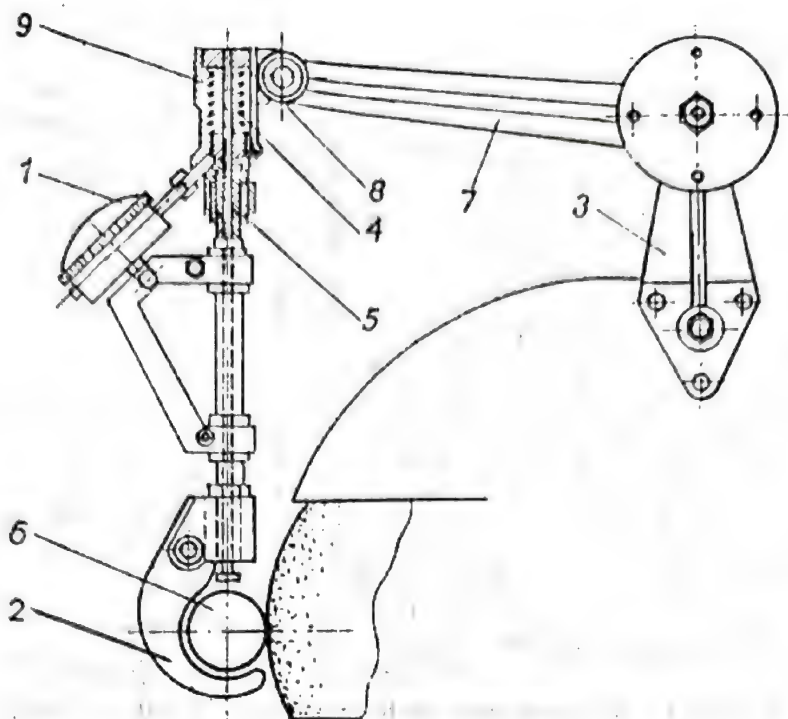


Fig. 15.6. Instalație pentru controlul activ al arborilor la rectificare.

Controlul diametrului arborilor în timpul rectificării se poate face cu ajutorul instalației prezentată în figura 15.6. Aceasta este compusă din comparatorul 1, potcoava 2 cu un mecanism de suspensie, brațul 7 și mecanismul de amortizare 3. Prin intermediul brațului 7, al articulației 8 și al bușei 9, mecanismul 3 silește potcoava 2 să cuprindă arborele 6 care se prelucurează. În același timp, tija 5 care la partea superioară vine în contact cu palpatorul comparatorului 1, este silită de arcul 4 să stea în contact cu piesa la partea inferioară. Prelucrarea este urmărită pe cadranul comparatorului 1. În momentul când diametrul arborelui a ajuns între limitele prescrise, prelucrarea este întreruptă și instalația de control este îndepărtată prin rotirea ei în jurul axei articulației 8, eventual și prin rotirea brațului 7.

La mașini de rectificat, individuale sau în linii tehnologice, se utilizează frecvent *instalații de corectare automată a reglajului mașinii-unelte în timpul prelucrării*. O astfel de instalație, montată pe o mașină de rectificat fără centre, este prezentată schematic în figura 15.7. După prelucrare, piesele sînt împinse de pe rigla de ghidare 1 pe prisma 4, unde vin în contact cu palpatorul 5 al pîrghiei de contact 8. Aceasta este suspendată pe arcul lamelar 6. În funcție de diametrul efectiv al piesei prelucrate, capătul superior al pîrghiei 8 ocupă o anumită poziție între contactele electrice fixe 9. Dacă la o piesă oarecare diametrul efectiv este egal, mai mic sau mai mare decît una din limitele prescrise, se închide contactul fix din stînga sau din dreapta și intră în funcțiune releul de timp din dulapul 10. Releul de timp comandă funcționarea solenoidului 18 și imediat începe corectarea reglajului prin apropierea sau, mai rar, îndepărtarea discului de reglare față de piatra abrazivă. Corectarea reglajului se realizează în felul următor : odată cu solenoidul 18, care prin pîrghia 17 asigură contactul dintre pîrghia oscilantă 13 și cama 12, intră în funcțiune și reductorul 11 care

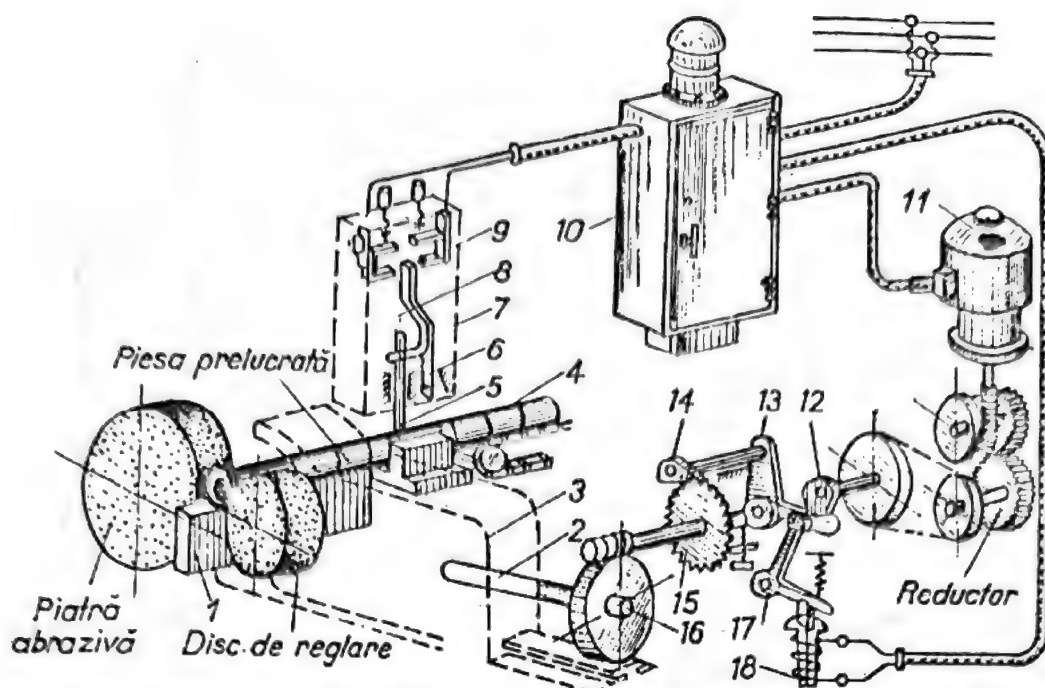


Fig. 15.7. Instalație de corectare automată a reglajului mașinii-unelte în timpul prelucrării.

determină rotirea camei 12; de la aceasta, mișcarea se transmite la șurubul 2 prin pîrghia 13, clichetul 14, roata de clichet 15, melcul și roata melcată 16; la rîndul lui, șurubul 2 acționează mecanismul de apropiere sau de îndepărtare a discului de reglare. Palpatorul 5, arcu lamelar 6, pîrghia de contact 8 și contactele 9 constituie așa-numitul traductor cu contacte electrice 7. Înainte de începerea prelucrării, poziția palpatorului 5 și a pîrghiei 8, precum și poziția contactelor 9 se reglează cu ajutorul a două calibre limitative așezate succesiv pe prismă; unul pentru diametrul minim prescris și al doilea pentru diametrul maxim prescris.

După cum se poate constata, în componența instalației descrise nu intră vreun mijloc de măsurare propriu-zis.

În figura 15.8 este prezentată o instalație relativ simplă pentru controlul automat al alezajelor în timpul rectificării, cu compensarea uzurii pietrei abrazive.

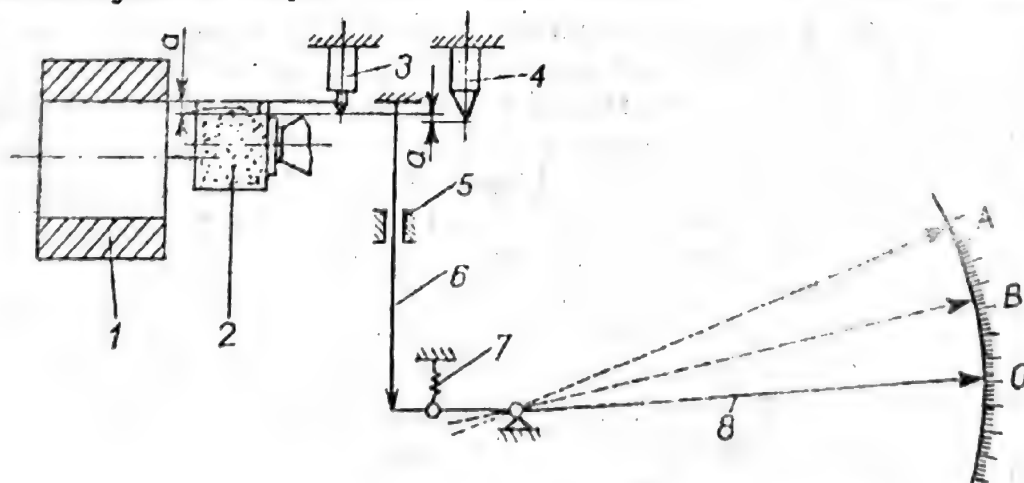


Fig. 15.8. Instalație pentru controlul automat al alezajelor în timpul rectificării cu compensarea uzurii pietrei abrazive.



Odată cu deplasarea capului de rectificat la avansul radial se deplasează și tija 6, prinsă în ghidajul 5. Acesta este fixat pe sania transversală a mașinii de rectificat. Datorită arcului 7, un capăt al tijei se află în contact permanent cu palpatorul unui comparator, cu valoarea diviziunii, după caz, de 0,001 sau 0,002 mm. Înainte de începerea prelucrării pieselor 1, piatra de rectificat 2 se reglează în funcție de adaosul de prelucrare prevăzut, astfel că acul indicator 8 ocupă, de exemplu, poziția inițială A. Prin efectuarea celor câteva treceri de rectificare, acul indicator va trece prin poziția intermediară B și va ajunge în poziția 0, între limitele toleranței prescrise. Periodic, piatra de rectificat este reascu-

tită cu diamantul 3 și pentru compensarea uzurii ei, tija 6 va fi deplasată cu ajutorul limitatorului 4. Deplasarea tijei 6 este automat preluată de acul indicator 8.

În figura 15.9 este dată schema de principiu a unui *traductor pneumatic cu contacte electrice*. După ce a trecut printr-un filtru și un stabilizator de presiune, aerul comprimat de la rețea intră prin ajutajul 2 în tubul gofrat 4 (camera cu presiune constantă) și prin ajutajul 1 în tubul gofrat 7 (camera de presiune variabilă), iar de aici trece mai departe la calibrul pneumatic 13. Contrapresiunea în tubul gofrat 4 se reglează cu ajutorul supapei 3. Pentru reglarea la zero, în locul piesei 14 se folosește un calibru inel, o piesă etalon sau cale plan-paralele. Prin aceasta, în tubul 7 se realizează o astfel de presiune, care face ca pîrghia 6 și acul indicator 10 să ocupe o poziție mijlocie, corespunzătoare reperului zero de pe scara gradată 9; în această situație contactul mobil 11 se află, de asemenea, în poziția de mijloc și contactele 12 din rețeaua lămpii de semnalizare „bun” rămîn închise. Trecînd la măsurare, în funcție de valoarea efectivă a diametrului alezajului 14, respectiv de jocul dintre duzele de ieșire ale calibrului 13 și pereții alezajului are loc o variație de presiune în tubul 7, ceea ce determină deplasarea, într-un sens sau în celălalt, a ramei 5 și, simultan, rotirea pîrghiei 6 și a acului indicator 10. Cînd diametrul efectiv al alezajului depășește una din limitele prescrise, pîrghia 6 deschide unul din contactele 12 și închide unul din contactele 8 ale circuitelor lămpilor de semnalizare „rebut”. În acest fel, se stinge lampa „bun” și se aprinde una din lămpile „rebut” cu  $D_{ef} < D_{min}$  sau  $D_{ef} > D_{max}$ . Scara gradată 9 servește, în primul rînd, la reglarea la zero mai ușoară a instalației, dar și, eventual, la urmărirea vizuală a rezultatelor controlului.

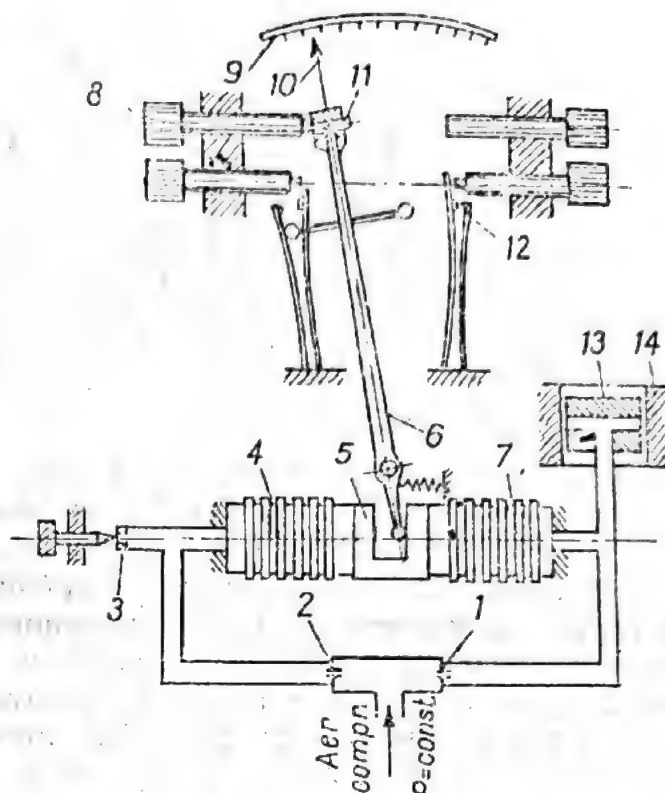


Fig. 15.9. Traductor pneumatic cu contacte electrice.

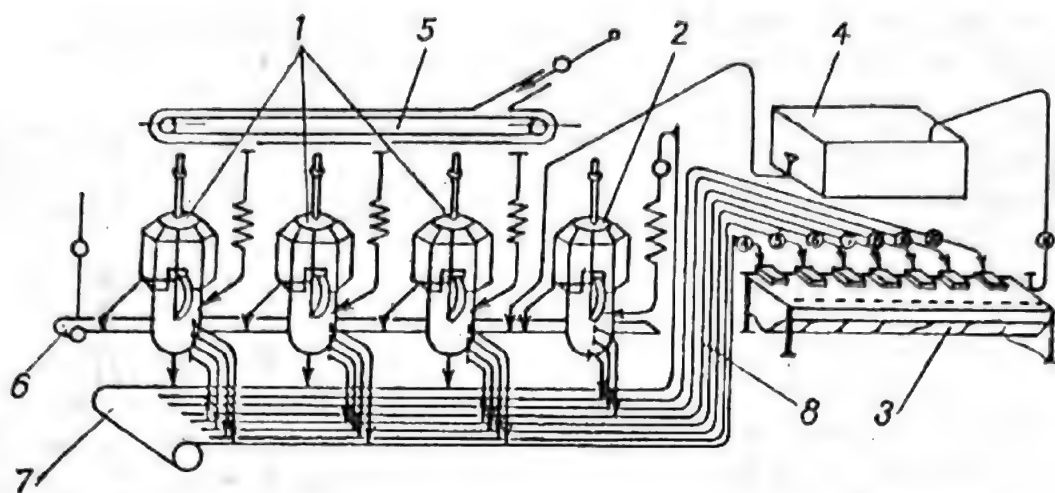


Fig. 15.10. Instalație complexă pentru controlul final automat al inelelor de rulmenți.

În figura 15.10 este prezentată o *instalație complexă pentru controlul final la inelele de rulmenți* pe toate dimensiunile: diametrul exterior, diametrul interior, diametrul căii de rulare, grosimea inelului, lungimea etc. Instalația este compusă din mașinile automate 1 pentru controlul obișnuit, mașina automată 2 pentru reverificarea rebuturilor, masa de control 3 pentru verificarea suplimentară a unor parametri importanți, baia de spălare 4, transportorul de alimentare 5, transportorul 6 pentru piese bune, transportorul 7 pentru trecerea rebutului la reverificare și instalația de ridicat 8.



## ORGANIZAREA CONTROLULUI TEHNIC ÎN INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

### 16.1 GENERALITĂȚI

Controlul tehnic al calității produselor în industria constructoare de mașin trebuie să fie prezent în toate etapele și fazele activității generale de producție : la recepția materiilor prime, a materialelor și a semifabricatelor, la obținerea și elaborarea materialelor metalice și nemetalice, la prelucrarea prin diferite metode și procedee a materialelor și pieselor, la asamblarea și încercarea produselor, la efectuarea de studii și cercetări cu caracter de perfecționare a execuției și funcționabilității produselor, la executarea operațiilor de întreținere, reparare și modernizare a mijloacelor de prelucrare și control, la executarea numeroaselor operații auxiliare în producție etc.

Prin diferitele sale forme tehnice și organizatorice specifice, controlul tehnic face cunoscute rezultatele proceselor de producție, participă la analiza, aprecierea și interpretarea acestor rezultate și contribuie, în mare măsură, la stabilirea măsurilor tehnice, organizatorice și de altă natură pentru perfecționarea metodelor și mijloacelor de producție și pentru îmbunătățirea calității produselor. În știință, metodele și mijloacele de control constituie mijloace principale de investigație.

Controlul tehnic se aplică în două scopuri principale :

a. Pentru determinarea calității materialelor, pieselor și produselor realizate, cu scopul de a stabili dacă acestea corespund condițiilor tehnice și preciziei și precise. Acest fel de control se numește *control pasiv* și se efectuează prin diferite metode și cu diferite mijloace de control în diverse momente și locuri ale fabricației și în diferite forme organizatorice.

Controlul pasiv se aplică în toate tipurile de producție (individuală, de serie și de masă), dar în producția individuală și de serie mică este singura formă de control rațională din punct de vedere tehnic și economic. După cantitatea de piese verificate, controlul pasiv poate fi : în volum integral (sută la sută) și în volum redus (prin sondaj sau pe bază de probe).

*Controlul pasiv cu volum integral* constă în controlul (verificarea) tuturor produselor din lot sau din serie în situațiile : când procesul tehnologic nu este stabil ca reglaj și ca precizie și prelucrarea se poate solda cu rebuturi ; înainte

și (sau) după operații importante, mai ales de finisare a pieselor ; la prelucrarea pieselor sau a suprafețelor foarte importante din punct de vedere funcțional ; la încercarea ansamblurilor sau produselor a căror asamblare nu are la bază interschimbabilitatea etc.

*Controlul pasiv în volum redus* constă în controlul calității unui număr relativ mic (între 5 și 20%) de exemplare din loturile de produse prelucrate și se aplică în situațiile : cînd procesul tehnologic este stabil ca reglaj și ca precizie (de exemplu, asigură obținerea dimensiunilor în limitele toleranțelor prescrise) ; în producția de serie mare și de masă la produsele sau parametrii mai puțin importanți din punct de vedere funcțional etc. Controlul în volum redus este mai productiv și mai ieftin decît controlul în volum integral.

De multe ori, muncitorii care lucrează la mașini-unelte efectuează un control integral, iar controlorii tehnici și recepționiarii aplică un control prin sondaj pe bază de probe.

b. Pentru determinarea și înlăturarea cauzelor care dau naștere rebutului, în scopul prevenirii acestuia. Dealtfel, acest fel de control se și numește control preventiv și constă fie în verificarea (cu, eventual, repararea sau recondiționarea) mijloacelor de lucru (mașini-unelte, scule, dispozitive etc.) și de control (instrumente, aparate, dispozitive, instalații etc.) astfel ca rezultatele prelucrării să fie sigure (să fie cunoscute apriori), fie pentru urmărirea permanentă a procesului de prelucrare, astfel încît acesta să poată fi oprit odată cu obținerea rezultatelor dorite. În primul caz este vorba de *controlul preventiv obișnuit*, iar în cel de al doilea caz controlul preventiv se mai numește și *control activ*. Controlul preventiv, care nu elimină controlul pasiv, ci îl înglobează ca parte componentă, se aplică (cu mare eficiență tehnică și economică) mai ales în producția de serie mare și de masă. Controlul automat înglobat organic în producția automatizată este, prin excelență, un control preventiv și constituie cea mai înaintată formă de control. O formă perfecționată de control preventiv este și controlul prin metode statistice matematice.

## 16.2. FORME ORGANIZATORICE ALE CONTROLULUI TEHNIC

În întreprinderile constructoare de mașini, controlul producției de bază și al producției auxiliare este efectuat de către personalul tehnic respectiv : muncitori, maiștri, subingineri și ingineri, în scopul punerii la punct a operațiilor procesului tehnologic de prelucrare, al urmăririi și determinării rezultatelor prelucrării, al depistării rebutului și îndepărtării cauzelor care îl provoacă etc. ; personalul serviciului de control tehnic din ateliere și secții, în scopul stabilirii răspunderii asupra calității produselor ; beneficiarii sau reprezentanții acestora, în scopul recepționării produselor finite conform condițiilor tehnice prescrise.

Controlul calității produselor efectuat de către personalul serviciului de control tehnic se desfășoară, în general, în cadrul următoarelor forme organizatorice :

— controlul direct la locul de muncă unde se execută o anumită operație de prelucrare ; acesta poate fi permanent sau periodic, în volum integral sau prin sondaj ori prin prelevare de probe, unidimensional sau multidimensional etc. ; rezultatul, interpretarea și concluzia controlului sînt imediat aduse la



cunoștința muncitorului, maistrului sau inginerului de schimb, pentru a se lua, eventual, măsurile ce se impun ;

— controlul la punctele de control ale liniilor tehnologice sau ale subsecțiilor de producție ; punctele de control sînt dotate cu mijloacele necesare de măsurare și control și, produsele sînt aduse aici de la locurile de muncă fie în număr mai mic decît se prelucurează (în cazurile obișnuite), fie în întreaga cantitate prelucrată în perioada imediat anterioară ; la aceste puncte, controlul se efectuează în condiții mai bune și cu o precizie mai bună ;

— controlul în subsecții sau în secții de control din cadrul secțiilor de producție, acesta fiind, de obicei, un control final ce se execută asupra tuturor parametrilor urmăriți în cursul prelucrării și care privește activitatea tehnologică a secției respective ; controlul final este, evident, mai cuprinzător decît toate formele anterioare, el putînd fi combinat, uneori, cu controlul de cercetare.

Controlul tehnic se poate efectua și în laboratorul uzinal de măsurări tehnice sau în laboratorul de cercetări metrologice, în scopul perfecționării metodelor de control (din punct de vedere al productivității, preciziei etc.), al cercetării mai aprofundate a cauzelor care provoacă rebutul sau în alte scopuri.

Formele de control menționate se aplică atît pentru producția de bază a întreprinderii, cit și pentru producția secțiilor auxiliare (sculărie etc.).

De remarcat că, pentru asigurarea obiectivității controlului și a independenței controlorilor, personalul din serviciul de control tehnic este subordonat numai șefului acestui serviciu și prin el directorului general al întreprinderii.



## BIBLIOGRAFIE

1. Aparin, G. A. și Gorodețki, I. E. *Dopuski i tehničke izmerenija*. Mașghiz Moskva 1956.
2. Bădescu, Gh., Brăgaru, A. și Sturzu, A. *Toleranțe și măsurări tehnice* (îndrumar pentru lucrări de laborator). Edit. didactică și pedagogică, București, 1966.
3. Baiburov, B. S. *Pribori i avtomati dlia statističeskogo analiza i kontrolija produkcii v mașinostroenii*. Mașghiz, Moskva, 1952.
4. Běspalov, B. L. ș.a. *Tehnologhiia mașinostroenija*. Mașinostroenie, Moskva, 1973.
5. Bovsunovskii, Ia. I. și Svecinikov, A. V. *Mehanizacija i avtomatizacija kontrolnih operacij v mașinostroenii i priborostroenii*. Mașghiz, Moskva-Kiev, 1961.
6. Brăgaru, A., Bădescu Gh. și Sturzu, A. *Controlul unghiurilor și conicităților*. Edit. tehnică, București, 1968.
7. Conway, H. G. *Engineering tolerances*. London, Sir Isaac Pitman Sons LTD, 1966.
8. Dlin, A. M. *Matematičeskaja statistika v tehnike*. Sovetskaja nauka, Moskva, 1958.
9. Dodoc, P. *Metode și mijloace de măsurare moderne în mecanica fină și construcția de mașini*. Edit. tehnică, București, 1978.
10. Dragu, D. *Toleranțe și măsurători tehnici*. Edit. didactică și pedagogică, București, 1977.
11. Dragu, D. *Tehnologia materialelor și a produselor în construcția de mașini*. Editura tehnică, București, 1976.
12. Dragu, D. și Enache, Șt. *Controlul parametrilor cușitelor-roată de mortezat*. În: *Metrologia aplicată*, vol. 11, 1964.
13. Dunaev, P. F. *Razmerne feji*. Mașghiz, Moskva, 1963.
14. Dunin-Barkovski, I. V. și Smirnov, N. V. *Teoria probabilităților și statistica matematică în tehnică* (trad. din limba rusă). Edit. Academiei R.S.R., București, 1966.
15. Enache, Șt., Dragu, D. și Simionescu, M. *Tehnologia sculelor așchietoare*. Edit. tehnică, București, 1964.
16. Enache, Șt., Pridvornic, M. și Dragu, D. *Proiectarea formei pieselor în construcția de mașini*. Edit. tehnică, București, 1979.
17. Felber, E. și Felber, K. *Toleranz und Passungskunde*. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1969.
18. Ganevski, G. M. *Kratkoe rukovodstvo po organizaciji i provedeniju laboratornih rabot po kursu „Dopuski i tehničke izmerenija“*. Izdatelstvo „Viššaia škola“, Moskva, 1972.
19. Girault, M. *Calcul des probabilités en vue des applications*. Dunod, Paris, 1964.
20. Grave, H. F. *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*. (trad. din limba germană). Edit. tehnică, București, 1966.



21. Grigoriev, I. A. și Dvoretzki, E. R. *Controlul dimensiunilor în construcția de mașini* (trad. din limba rusă). Edit. tehnică, București, 1961.
22. Ionescu, C. *Dictionar statistic-economic*. Direcția centrală de statistică, București, 1969.
23. Ivanov, V. V. *Praktika rasclota razmernih šepel v mašinostroenii*. Mașghiz, Moskva-Kiev, 1960.
24. Juran, M. I. și Gryna, M. F. *Calitatea produselor* (trad. din limba engleză), Edit. tehnică, București, 1973.
25. Juravlev, A. N. *Dopuski i tehničeskie izmerenija*. Izdatelstvo „Virsala škola“, Moskva, 1969.
26. Kaoru Ishikawa ș.a. *Controlul de calitate* (trad. din limba japoneză). Edit. tehnică, București, 1973.
27. Kocenov, M. I. ș.a. *Kontrolno-izmeritelnye avtomati i pribori dlea avtomatičeskih linii*. Mașinostroyeniye, Moskva, 1965.
28. Kutai, A.K. și Kordonski, H.B. *Analiz točnostii i kontrol kacestva v mašinostroenii s promeneniem metodov matematičeskoj statistiki*. Mașghiz, Moskva-Leningrad, 1958.
29. Lăzărescu, I. D. *Toleranțe, ajustaje, calibre*. Edit. tehnică, București, 1963.
30. Lăzărescu, I., Dragu, D., Tărăboi, V. și Stețiu, G. *Toleranțe și măsurări tehnice*. Edit. didactică și pedagogică, București, 1969.
31. Lăzărescu, I., Stețiu, G. și Stețiu, G. *Cotarea funcțională și cotarea tehnologică*. Edit. tehnică, București, 1973.
32. Leinweber, P. *Spravočnik po tehnike lineinhi izmerenii* (trad. din limba germană). Mașghiz, Moskva, 1959.
33. Leschin, A. F. *Dopuski, posadki i tehničeskie izmerenija*. Mașghiz, Moskva, 1960.
34. Măngiurea, O.F. și Calista, A. *Metode și aparate electrice pentru controlul statistic al dimensiunilor*. Edit. tehnică, București, 1963.
35. Mihăilă, N. *Introducere în teoria probabilităților și statistica matematică*. Edit. didactică și pedagogică, București, 1965.
36. Mihoș, Gh. *Elemente de calculul probabilităților*. Edit. tehnică, București, 1954.
37. Mihoș, Gh. și Urseanu, V. *Matematici aplicate în statistică*. Editura Academiei R.S.R., București, 1962.
38. Mihoș, Gh., Ciucu, Gh. și Craiu, V. *Teoria probabilităților și statistica matematică*. Edit. didactică și pedagogică, București, 1970.
39. Militaru, C., Gheorghe, I., Sturzu, A. și Matache, V. *Măsurări pneumatice în construcția de mașini*. Edit. tehnică, București, 1977.
40. Moga, Al. *Metode și mijloace de verificare și măsurare*. Editura tehnică, București, 1973.
41. Negoilă, C. și Ivan, M. *Aparate electrice pentru măsurarea mărimilor geometrice*. Edit. tehnică, București, 1970.
42. Onicescu, O. *Calculul probabilităților*. Edit. tehnică, București, 1956.
43. Onicescu, O. *Curs de teoria probabilităților și aplicații*. Edit. didactică și pedagogică, București, 1960.
44. Onicescu, O. *Principiile teoriei probabilităților*. Edit. Academiei R.S.R., București 1969.
45. Popovici, M. și Antonescu, V. *Ghid pentru controlul statistic al calității produselor industriale*. Edit. tehnică, București, 1973.
46. Rabinovici, I. ș.a. *Rulmenți*. Editura tehnică, București, 1972.
47. Rancu, N. și Tăvissi, L. *Statistica matematică cu aplicații în producție*. Edit. Academiei R.S.R., București, 1963.
48. Rancu, N. și Tăvissi, L. *Analiza statistico-matematică a calității producției industriale*. Edit. științifică, București, 1964.
49. Ropion, R. *La colation fonctionnelle des dessins techniques*. Dunod, Paris, 1961.



50. Rumşiski, L. Z. *Prelucrarea matematică a datelor experimentale* (trad. din limba rusă) Edit. tehnică, Bucureşti, 1974.
51. Săveanu, L. ş.a. *Culegere de probleme de toleranţe, ajustaje şi calibre*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1975.
52. Septilici, R. ş.a. *Controlul tehnic în construcţia de maşini şi aparate*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1969.
53. Smirnov, A.S. *Dopuski posadki v priborostroenii*. Maşinostroenie, Leningrad, 1968.
54. Sturzu, A. ş.a. *Controlul filetelor*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1968.
55. Sturzu, A. ş.a. *Îndrumător practic uzinal şi de laborator pentru controlul preciziei de prelucrare în construcţia de maşini*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1976.
56. Sturzu, A. ş.a. *Maşini-unelte şi control tehnic*. Litografia Inst. Politehnic Bucureşti, 1976.
57. Tiron, M. *Teoria erorilor de măsurare şi metoda celor mai mici pătrate*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1972.
58. Tiron, M. *Prelucrarea statistică şi informaţională a datelor de măsurare*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1976.
59. Standarde. ... instalatii ale unor firme din : U.R.S.S., Anglia, Franţa, Austria,